

Treball de Fi de Grau

Grau en Enginyeria en Tecnologies Industrials

Anàlisi mecànica del moviment d'un vehicle amb rodes omnidireccionals

MEMÒRIA

Autor: Guillem Boqué Solé
Director: Joan Puig Ortiz
Convocatòria: Gener 2016



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona



Resum

El present document exposa l'anàlisi dels moviments de vehicles amb rodes no convencionals i, en particular, d'un model ideat per al transport de càrrega. Concretament es fa una anàlisi cinemàtica, dinàmica i energètica d'un AGV (vehicle de guiatge automàtic) destinat al transport de mercaderies en un magatzem.

Per analitzar els moviments d'aquests vehicles, resulta imprescindible un estudi previ que ajudi a entendre el funcionament de les rodes omnidireccionals. És per aquest motiu, que en primer lloc es descriuen les relacions de moviments que transmeten els principals dissenys de rodes no convencionals.

Posteriorment, s'analitza diverses distribucions de rodes i motors en models de vehicle i es fa un recull dels consells genèrics a tenir en compte a l'hora de posicionar les rodes en el vehicle. En aquest apartat es crea una eina que facilita la programació dels moviments. Es tracta d'un full de càlcul que, per a qualsevol moviment en el pla i qualsevol model de vehicle, mostra la velocitat angular a la que ha de girar cada roda.

Amb la intenció d'estudiar un cas concret, es caracteritza l'espai i la càrrega d'un possible sistema de transport de mercaderies en un magatzem. En aquest context, s'analitzen les diverses propietats cinemàtiques que hauria de tenir el vehicle capaç de satisfer la tasca corresponent. Es genera una seqüència de moviments de l'AGV que mou el volum de càrrega en el temps establert.

A continuació, es realitza el càlcul de les diverses forces i moments que entren en joc en el transcurs del recorregut per a la seqüència de moviments triada. En aquest capítol es determinen el parell mínim que necessiten desenvolupar els motors i els frens per generar les acceleracions que pren el vehicle.

Finalment es realitza un estudi de les energies. Es calculen les potències desenvolupades per cada motor en cada instant del recorregut i els treballs que fa cadascun.

Al llarg de l'anàlisi, s'ha fet una tria dels principals components del model de vehicle: rodes, motors, bateria i cadena de transmissió amb les sol·licitacions obtingudes en l'estudi.

Sumari

RESUM	1
SUMARI	3
ÍNDIX DE FIGURES	5
ÍNDIX DE TAULES	7
GLOSSARI	8
1. PREFACI	9
2. INTRODUCCIÓ	10
2.1. Objectius del projecte	10
2.2. Abast del projecte	10
3. ESTUDI CINEMÀTIC DELS DIVERSOS TIPUS DE RODES OMNIDIRECCIONALS	12
3.1. Rodes esfèriques.....	12
3.2. Rodes amb corròs perpendiculars a l'eix de la roda	14
3.3. Rodes amb els eixos dels corròs diagonals respecte l'eix de la roda	17
4. ESTUDI CINEMÀTIC DE VEHICLES AMB RODES OMNIDIRECCIONALS	22
4.1. Distribució de les rodes	22
Cas I: sistema no holònom i redundant:	22
Cas II: Sistema indeterminat i redundant:	23
Cas III: sistema indeterminat i redundant:	23
Cas IV: Sistema holònom no redundant:	24
4.2. Càlcul de les velocitats angulars de les rodes per a tots els moviments en el pla	24
5. DESCRIPCIÓ DE LA FUNCIONALITAT DEL VEHICLE	26
5.1. Característiques de la càrrega	26
5.2. Descripció del magatzem	27
5.3. Acceleracions lineal i angular màximes necessàries	28
5.4. Estudi del moviment del vehicle durant el transport	30
6. ESTUDI DINÀMIC DEL VEHICLE	33
6.1. Càlcul de les forces tangencials del terra sobre el vehicle.....	33

Cas I: Acceleració lineal i longitudinal	33
Cas II: Acceleració lineal i transversal.....	34
Cas III: Acceleració angular.....	36
6.2. Càlcul de les forces normals del terra	37
Cas I: Acceleració lineal i longitudinal	38
Cas II: Acceleració lineal i transversal.....	39
Cas III: Acceleració angular.....	39
6.3. Càlcul del parell motor necessari.....	40
7. CÀLCUL D'ENERGIES	43
7.1. Càlcul de les potències.....	44
Selecció del motor i del sistema de fre	45
Adaptació de la cadena de transmissió al motor	46
7.2. Càlcul del treball	47
8. IMPACTE AMBIENTAL	49
9. ANÀLISI ECONÒMICA	50
CONCLUSIONS	52
BIBLIOGRAFIA	53
Bibliografia complementària.....	53

Índex de figures

Figura 1.1. AGV destinat al transport de càrrega elevada. _____	9
Figura 3.1. Croquis de la roda esfèrica en planta. _____	13
Figura 3.2. Esquema del conjunt de velocitats relatives al xassís del vehicle. _____	13
Figura 3.3. Direcció de moviments controlats i lliures (1). _____	14
Figura 3.4. Roda amb corrons perpendiculars a l'eix de la roda. _____	15
Figura 3.5. Perfil i planta de la roda amb els corrons perpendiculars a l'eix de la roda. _____	16
Figura 3.6. Direccions de moviments controlats i lliures (2). _____	16
Figura 3.7. Punts geomètrics principals estudiats per a les rodes amb corrons diagonals a l'eix de la roda. _____	17
Figura 3.8. Rastre de la petjada que deixa la roda al terra en una translació longitudinal del vehicle. _____	18
Figura 3.9. Esquemes en planta i en perfil d'una roda amb corrons en diagonal a l'eix de la roda. _____	19
Figura 3.10. Descomposició de la velocitat del punt Q sobre els eixos de coordenades definits. _____	19
Figura 3.11. Velocitats relatives al xassís del vehicle dels punts d'estudi. _____	20
Figura 3.12. Esquema de les velocitats del cilindre relatives al xassís del vehicle. _____	20
Figura 3.13. Direccions dels moviments controlats i lliures (3). _____	21
Figura 4.1. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes I. _____	22
Figura 4.2. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes II. _____	23
Figura 4.3. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes III. _____	23
Figura 4.4. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes IV. _____	24
Figura 5.1. Croquis de la càrrega sobre del palet metàl·lic. _____	26
Figura 5.2. Robot Kiva destinat al transport. _____	27
Figura 5.3. Distribució de les mercaderies enumerades al magatzem. _____	27
Figura 5.4. Anàlisi cinemàtic de la rotació de 90° que realitzarà el vehicle. _____	29
Figura 5.5. Conjunt de moviments en l'anada a F16;C8 des de l'origen. _____	30
Figura 5.6. Croquis amb les dimensions principals del model de vehicle. _____	31

Figura 5.7. Evolució de la velocitat angular de cada roda al llarg del recorregut. ____	32
Figura 6.1. Esquema de forces tangencials (sumatori de forces: cas I.) _____	33
Figura 6.2. Esquema de de forces tangencials (sumatori de moments: cas I.) ____	34
Figura 6.3. Esquema de forces tangencials (sumatori de forces: cas II.) _____	35
Figura 6.3. Esquema de forces tangencials (sumatori de forces: cas II.) _____	35
Figura 6.4. Esquema de forces tangencials (sumatori de moments: cas II.) ____	35
Figura 6.5. Esquema de la simplificació del conjunt per al càlcul de la inèrcia. ____	36
Figura 6.6. Esquema de de forces tangencials (sumatori de moments: cas III.) ____	37
Figura 6.7. Enumeració de les rodes utilitzat per al càlcul de forces normals del terra.	38
Figura 6.8. Esquemes de forces càlculs de sumatori de moments en x i y. (cas I.) __	38
Figura 6.9. Esquemes de forces càlculs de sumatori de moments en x i y. (cas II.) _	39
Figura 6.10. Descomposició de T sobre els eixos de coordenades escollits. _____	40
Figura 6.11. Esquema del sistema de transmissió. _____	41
Figura 6.12. Gràfic dels parells i velocitats màximes per diverses relacions de transmissió. _____	42
Figura 7.1. Evolució percentual de la potència i el parell que transmet l'eix de la roda al llarg d'una acceleració constant del vehicle. _____	43
Figura 7.2. Evolució de la velocitat angular de cada roda en el transcurs de l'anada.	44
Figura 7.3. Motor elèctric 180ST-M27015HB de ZHIMA. _____	45
Figura 7.4. Sistema de fre de disc. _____	46
Figura 7.5. Treball de cada motor al llarg del trajecte. _____	47

Índex de taules

Taula 4.1. Exemple de l'aplicació del full de càlcul d'excel. _____	25
Taula 5.1. Seqüència de moviments en recorregut. _____	30
Taula 6.8. Forces normals màximes de cada roda per als moviments. _____	40
Taula 6.2. Requeriments del motor per a diverses relacions de transmissió. _____	41
Taula 7.1. Paràmetres del motor escollit. _____	45
Taula 9.1. Anàlisi de la inversió. _____	50

Glossari

a: acceleració lineal.

AGV: vehicle de guiatge automàtic (*Automated Guided Vehicle*).

CIR: *Centre Instantani de Rotació*.

E_c : energia cinètica.

$F(X);C(Y)$: posició del magatzem corresponent a la fila X i la columna Y de la distribució de palets.

G: centre de gravetat.

GL: *Graus de Llibertat*.

I: moment d'inèrcia respecte a un eix.

M: moment.

N: força normal del terra sobre la roda en el punt de contacte.

R: radi dels discs de les rodes.

r: radi dels corrons de les rodes.

rt: *Relació de Transmissió*.

T: força tangencial del terra sobre la roda en el punt de contacte.

W: treball

α : acceleració angular.

Γ : Parell de forces del motor.

θ : angle comprès entre la direcció axial dels corrons i de la roda.

ω : velocitats angular d'eixos i motors.

Ω : velocitat angular del vehicle en l'eix perpendicular al pla.

τ : parell de forces aplicat a l'eix de la roda.

1. Prefaci

La invenció de les rodes omnidireccionals ha suposat un gran avenç en la maniobrabilitat dels vehicles terrestres. El propòsit del seu disseny és assolir un enllaç xassís-terra amb més graus de llibertat per tal d'oferir tots els moviments possibles sobre el pla.

La primera patent de roda omnidireccional enregistrada té lloc l'any 1919 i va ser desenvolupada per J. Grabowiecki. Des d'aleshores, han sorgit diversos models que n'han millorat el disseny amb el fi de facilitar-ne les seves possibles aplicacions.

Ja fa anys que les rodes omnidireccionals són presents en la robòtica i la indústria logística. Una de les seves principals aplicacions és el transport de càrregues en magatzems. El seu disseny permet la creació de vehicles capaços de maniobrar en espais reduïts. És per això que escurcen el temps de treball i permeten un major rendiment de l'espai.

Tenint en compte el creixent impuls de la indústria robòtica i automàtica, suscita un interès en l'estudi d'aquestes rodes per al disseny dels AGVs (vehicles de guiatge automàtic). Cada cop hi ha més magatzems automatitzats i el seu funcionament requereix l'aplicació de sistemes mecànics similars al que s'estudia en el present treball.



Figura 1.1. AGV destinat al transport de càrrega elevada, model Kuka Omnimove.[1]

2. Introducció

2.1. Objectius del projecte

L'objectiu principal d'aquest treball és l'obtenció d'una anàlisi mecànica completa dels moviments d'un vehicle holònom amb rodes omnidireccionals destinat al transport de càrregues d'un magatzem.

Es té per objectius específics del treball els següents punts:

- Anàlisi de les possibilitats de moviment del xassís respecte el terra que ofereixen els principals dissenys de rodes omnidireccionals que es troben actualment al mercat.
- Determinar els principals paràmetres a tenir en compte a l'hora de distribuir un conjunt de rodes omnidireccionals en un vehicle per tal que sigui holònom.
- Generació d'una eina que realitzi el càlcul de velocitats de les rodes i els motors, per a qualsevol moviment en el pla i per diversos models de vehicle, que sigui útil per a la programació dels moviments.
- Descripció d'una seqüència de moviments per el magatzem que permeti al vehicle ser capaç d'abastir la demanda d'un cas ideat. Anàlisi de les diverses posicions del vehicle al llarg del recorregut, velocitats, acceleracions, etc.
- Esbrinar el conjunt de forces que actuen sobre les rodes i els eixos del vehicle per a tenir-los presents en el dimensionament de les seves parts en el seu possible disseny.
- Determinar les potències que han de subministrar els motors del model de vehicle, així com els treballs que realitzen en l'aplicació proposada.
- Fer una tria adequada dels components principals que podria d'incloure el model de vehicle que satisfacin les principals sol·licitacions que requereix el cas determinat.

2.2. Abast del projecte

Aquest projecte pretén estudiar els moviments de vehicles amb rodes omnidireccionals. Convé puntualitzar que aquest projecte no té intenció en cap cas dissenyar un AGV, ni cap part del vehicle. Es realitzarà l'estudi mecànic d'un model, per a una aplicació concreta, del qual se n'intentarà treure conclusions que facilitin la comprensió del funcionament d'aquest tipus de vehicles.

En aquest treball tampoc s'estudiarà el sistema de suspensió del vehicle, el seu contingut es centra en les relacions que s'estableixen entre els diversos elements de la cadena de transmissió i el moviment del vehicle.

La redacció està dirigida a persones amb coneixements previs de mecànica que tinguin interès en conèixer el mètode de càlcul de les principals velocitats, forces i energies que entren en joc en els moviments de vehicles amb rodes no convencionals.

3. Estudi cinemàtic dels diversos tipus de rodes omnidireccionals

En aquest apartat s'estudien les equacions del moviment que tenen els principals dissenys de rodes omnidireccionals. Primerament, s'ha realitzat una recerca sense èxit de les equacions d'enllaç que ofereixen aquestes rodes amb el terra. És per aquest motiu que s'ha optat per realitzar un estudi amb el propòsit de determinar-les.

Malgrat alguns dels càlculs de desplaçaments i velocitats puguin semblar una obvietat, convé fer-hi una inspecció amb deteniment. Doncs és necessari assimilar amb profunditat el comportament d'aquestes rodes per fer-ne l'estudi posterior quan treballin en un grup més complex conjuntament.

Tots aquests tipus de roda, es caracteritzen per no ser direccionables (no canvien la seva orientació respecte el vehicle, a través d'un actuador). Els canvis de direcció i orientació del cotxe estaran definits per la relació de girs que s'estableixi entre elles, després de fer-ne l'estudi amb deteniment s'entendrà millor aquest funcionament.

3.1. Rodas esfèriques

Es tracta de la roda omnidireccional més simple. Pot governar una o dues direccions de desplaçament, en funció del nombre de motors que s'hi afegeixin. Aquest model no permet controlar el gir entorn l'eix vertical que passa pel centre de l'esfera. A la pràctica no és gaire viable degut a que no es compleixen les diverses simplificacions que s'apliquen en el seu estudi i això fa que sigui molt imprecisa. De totes maneres, el seu estudi facilita la comprensió del funcionament de les altres rodes.

Simplificacions de l'estudi:

- El cilindre que tracciona la roda només transmet les forces en l'eix que passa pel punt de contacte i és perpendicular al pla generat per l'eix del cilindre i el centre de l'esfera.
- Contacte puntual en els enllaços roda - cilindre eix motor. No és gaire aproximat a la realitat degut a que l'enllaç necessita una superfície per poder transmetre la tracció que genera fregament.
- Punt de contacte amb el terra no llisca ($v_T(P)=0$).

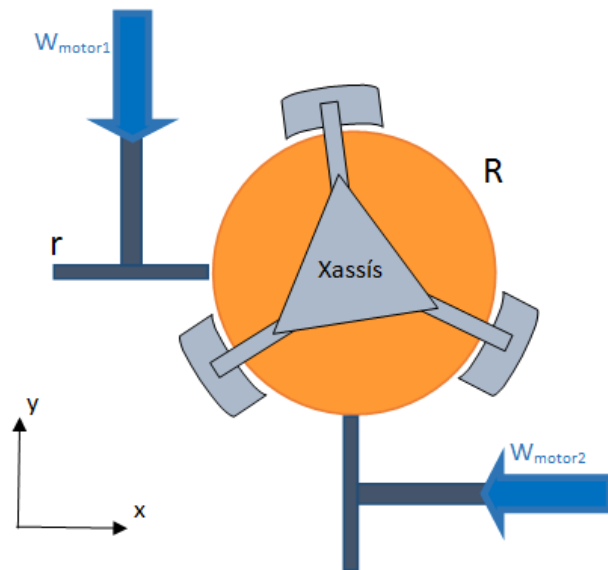


Figura 3.1. Croquis de la roda esfèrica en planta.

Evidentment, els motors estan fixats al xassís del vehicle. Per trobar les equacions del moviment d'aquesta roda s'agafa com referència l'estructura sòlida del cotxe. Amb les coordenades com a la figura per simplificar càlculs, per a la coordenada x, s'obté:

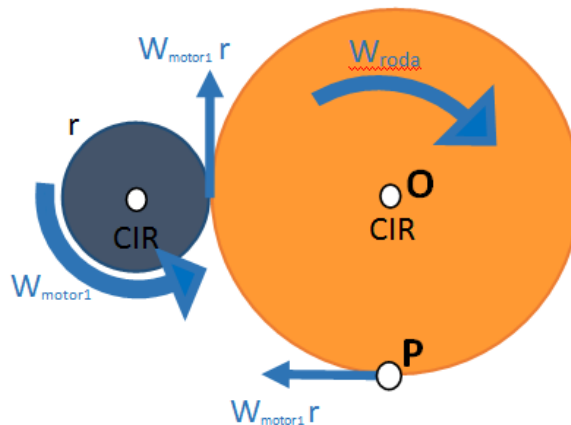


Figura 3.2. Esquema del conjunt de velocitats relatives al xassís del vehicle. Vista de la roda en la secció generada pel pla perpendicular a l'eix del motor 1 que compren O.

$$V_{vehicle}(P) = -V_{Terra}(O) = -\omega_{motor1} \cdot r \quad (3.1)$$

$$V_{Terra}(O) = \omega_{motor1} \cdot r \quad (3.2)$$

Extrapolant el mateix càlcul a la coordenada y , tenim:

$$V_{Terra}(O) = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{motor1} \cdot r \\ \omega_{motor2} \cdot r \end{Bmatrix} = r \cdot \begin{Bmatrix} \omega_{motor1} \\ \omega_{motor2} \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

Ω_z queda lliure donat el fet que un contacte puntual (P) no és capaç de transmetre parell (figura 3.3).

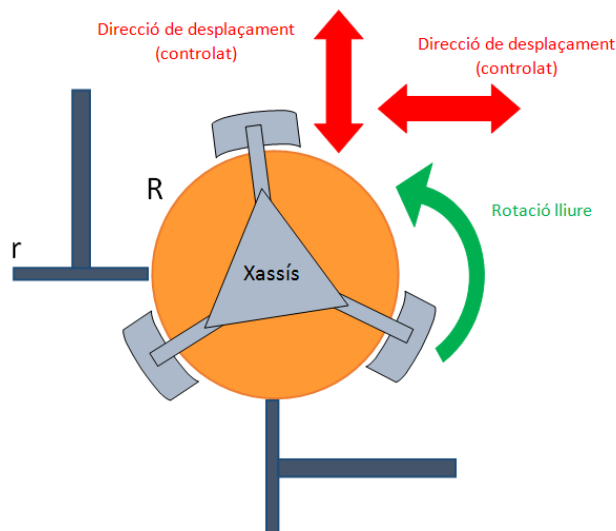


Figura 3.3. Conjunt de moviments controlats i lliures d'una roda esfèrica amb dos motors.

3.2. Rodes amb corrons perpendiculars a l'eix de la roda

És un model més avançat i utilitzat que l'anterior. Consisteix en dos discs solidaris (de radi R) amb corrons enllaçats al seu perímetre de radi r . Els eixos de rotació dels corrons són perpendiculars a l'eix de la roda. Els càlculs són força simples degut a la geometria del seu disseny. Aquesta roda, permet controlar l'avanç en la direcció horitzontal paral·lela al pla dels discs. D'altra banda, el desplaçament en la direcció de l'eix de la roda i el gir entorn l'eix vertical són lliures.

Teòricament, en la projecció normal al disc de la roda, els perfils dels diversos corrons dibuixen una circumferència a fi d'evitar sotracs en el canvi del corró en contacte amb el terra. A les següents il·lustracions no apareix així per tal que la seva configuració sigui més comprensible visualment.

Simplificacions en l'estudi:

- Punt de contacte amb el terra no llisca (*equació 6.4*).

$$V_{Terra}(P) = 0 \quad (3.4)$$

- S'assumeix que els plans on es troben els discs que subjecten els corrons són el mateix per tal de simplificar els càlculs. De no ser així, caldria tenir en compte l'orientació de la roda, determinar a quin disc pertany el corró de contacte amb el terra i fer-ne servir la posició d'aquest fins que passés a ser un corró de l'altre disc el que estigués en contacte i així successivament.

En aquesta simplificació també es resol el fet que hi hagi dos punts de corrons diferents en contacte amb el terra en el mateix instant. Durant la transició en que es canvia el corró de contacte amb el terra, donat que s'ha assumit que els dos discs es troben en el mateix pla, només hi ha un punt per a cada instant que està en contacte amb el terra (s'anul·la la superposició). Sense aquesta simplificació, al passar a tenir dos punts de contacte amb el terra diferents, la roda quedaria amb el moviment limitat o els punts de contacte lliscarien.

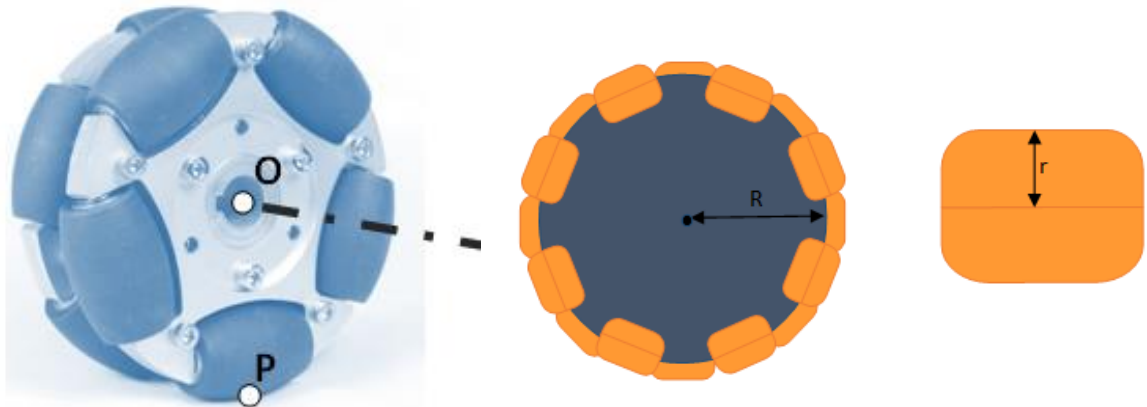


Figura 3.4. Roda amb corrons perpendiculars a l'eix de la roda. Punts geomètrics d'estudi i cotes dels elements principals.

Nomenclatura:

- R: Radi dels discs que subjecten els corrons.
- r: Radi dels corrons.
- P: punt de conte del corró amb el terra.
- O: punt sorgit de la intersecció de l'eix de la roda amb el pla equidistant als plans dels discs.

- ω_{LC} : velocitat angular del corró. És lliure i, per tant, no controlada.

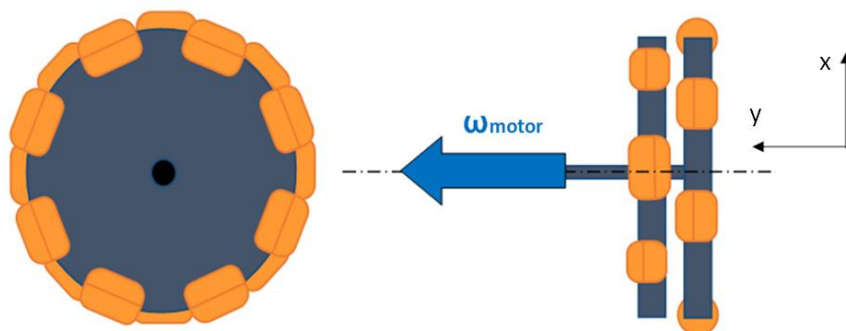


Figura 3.5. Perfil i planta de la roda amb els corró perpendiculars a l'eix de la roda. Eixos de coordenades triats per a l'estudi, associats a la vista en planta.

$$\begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{motor} \cdot (R + r) \\ \omega_{LC} \cdot r \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

L'avanç en la direcció radial al disc de la roda queda restringit pel gir del motor. Altrament, la direcció axial de la roda i el gir en P sobre l'eix perpendicular al terra (Ω_z) queden lliures (figura 3.6).

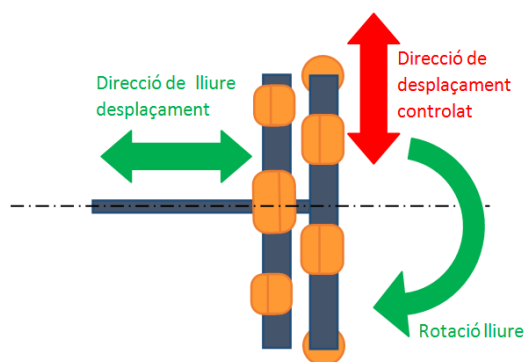


Figura 3.6. Esquema del conjunt de moviments controlats i lliure de les rodes amb corró perpendiculars a l'eix de la roda.

3.3. Rodes amb els eixos dels corrons diagonals respecte l'eix de la roda

És un model molt similar a l'anterior. La principal diferència rau en que els eixos dels corrons, en comptes ser perpendiculars a l'eix de la roda, són diagonals a aquest. Una altra diferència és que aquesta configuració no necessita dues rengleres separades de corrons per garantir el recolzament de la roda al terra per a qualsevol angle.

Tal com en el cas anterior, en la projecció normal al disc de la roda, el conjunt de corrons dibuixa una circumferència amb centre a l'eix de la roda. En els dibuixos apareix així perquè sigui més visual.

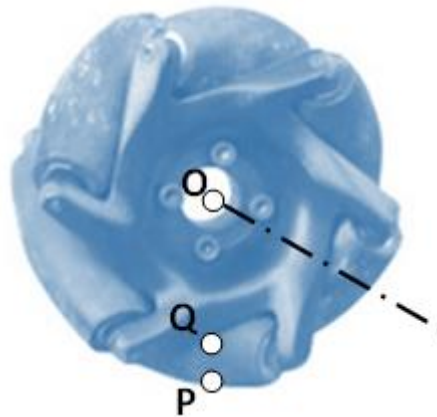


Figura 3.7. Punts geomètrics principals estudiats per a les rodes amb corrons diagonals a l'eix de la roda.

Nomenclatura:

- R: Radi dels discs que subjecten els corrons.
- r: Radi dels corrons.
- P: punt de conte del corró amb el terra.
- O: punt sorgit de la intersecció de l'eix de la roda amb l'eix perpendicular al terra que passa per P.
- Q: punt sorgit de la intersecció de l'eix del corró en contacte amb el terra amb l'eix perpendicular al terra que passa per P.
- ω_{LC} : velocitat angular del corró. És lliure i, per tant, no controlada.

- θ : angle comprès entre la direcció axial dels corrons i de la roda.

Simplificacions en l'estudi:

- Punt de contacte amb el terra no llisca ($v_T(P)=0$).
- El punt de contacte dels corrons amb el terra (punt P) sempre es troba en el pla paral·lel i equidistant als plans dels dos discs. Això a la realitat no és així, donat que a mesura que gira la roda, el punt de contacte amb el terra va canviant al llarg del corró des d'un disc fins a l'altre però ens simplifica notablement els càlculs.

Amb aquesta simplificació, també evitem de retruc el problema que ens apareix en la transició quan canvia el corró en contacte amb el terra. En aquest instant, a la realitat hi ha dos punts que estan en contacte al mateix temps amb el terra que, o bé limitarien el moviment de la roda, o bé lliscarien sobre el terra. En passar a considerar que el punt de contacte es troba en el pla esmentat, aquest problema no apareix perquè aquests punts dels dos corrons en contacte amb el terra són el mateix.

La imatge (*Figura 3.8.*) ajuda a entendre per què ha calgut fer aquesta simplificació, i a fer-nos una idea de com aniria variant el punt de contacte amb el terra a la realitat.

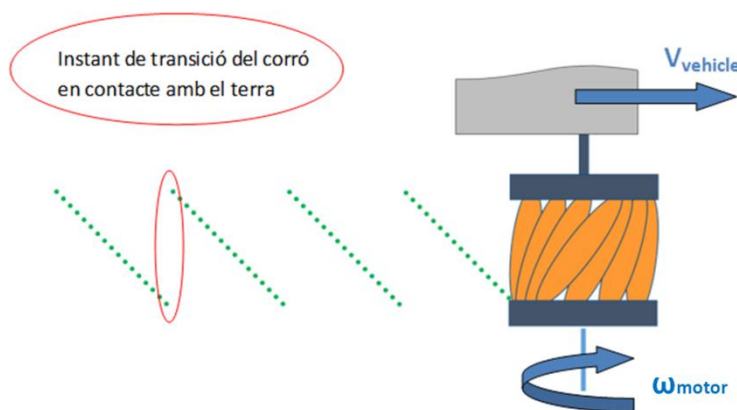


Figura 3.8. Rastre de la petjada que deixa la roda al terra en una translació longitudinal del vehicle.

Els corrons giren lliurement sobre el seu eix, per tant, la roda es pot desplaçar lliurement en la direcció perpendicular a l'eix del corró que es troba en contacte amb el terra. En canvi, el desplaçament en la direcció de l'eix del corró, al no lliscar el punt de contacte amb el terra, queda totalment governat pel gir de la roda. A continuació se'n detalla l'estudi per trobar la relació de velocitats que ofereix aquesta roda.

Per simplificar càlculs, s'agafa com a referència el xassís del vehicle i s'estudia la velocitat del punt de contacte amb el terra $V(P)$. La coordenada y té la direcció de l'eix del corró en contacte amb el terra, x és paral·lel al pla del terra (*figura 3.9.*).

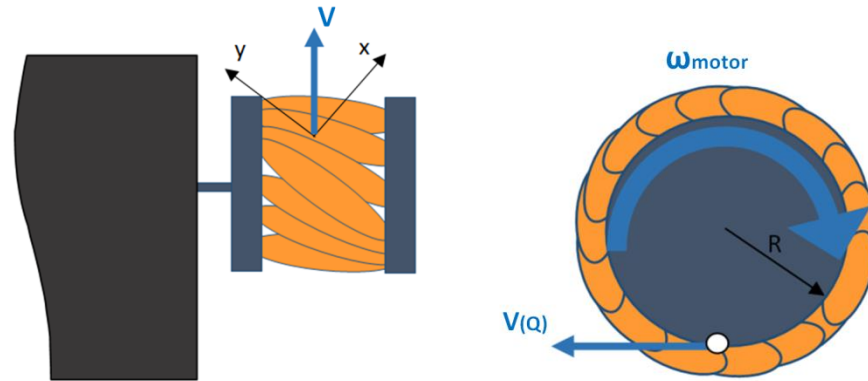


Figura 3.9. Esquemes en planta i en perfil d'una roda amb corró en diagonal a l'eix de la roda. La referència és el xassís del vehicle amb les direccions dels eixos de coordenades del dibuix, associades a la planta.

Es troba la velocitat de l'eix del corró en contacte amb el terra (punt Q, que és solidari al disc) respecte el xassís i es descomposa en les dues coordenades esmentades (*Figura 3.10.*).

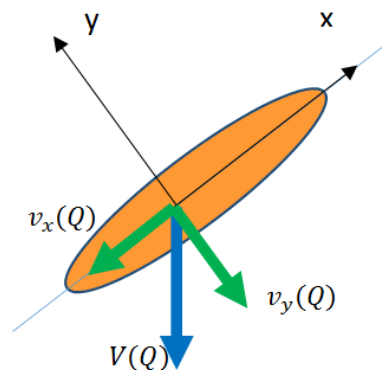


Figura 3.10. Descomposició de la velocitat del punt Q sobre els eixos de coordenades definits.

$$V_{vehicle}(Q) = \begin{Bmatrix} -v_x(Q) \\ -v_y(Q) \end{Bmatrix} = \omega_{roda} \cdot R \cdot \begin{Bmatrix} -\cos(\theta) \\ -\sin(\theta) \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

El corró gira lliurement entorn el seu eix, que té la direcció de l'eix x . Per tant, la velocitat en la direcció y dependrà del gir del corró. A continuació es mostra l'estudi de la component de velocitat del punt P (punt de contacte amb el terra) en l'eix y respecte del xassís (Figura 3.11):

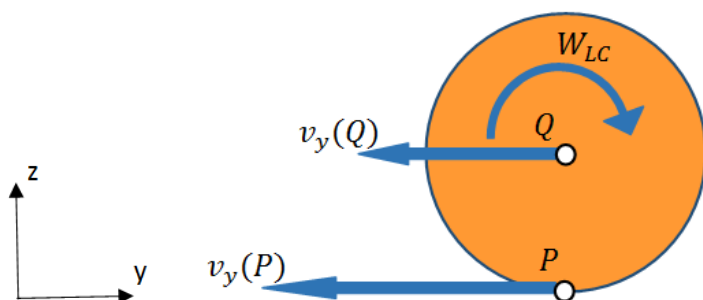


Figura 3.11. Velocitats relatives al xassís del vehicle dels punts d'estudi. Vista de la secció del pla perpendicular a l'eix x que compren Q .

$$v_y(P) = -v_y(Q) - \omega_{LC} \cdot r = -\omega_{motor} \cdot R \cdot \sin(\theta) - \omega_{LC} \cdot r \quad (3.7)$$

En canvi, en la direcció x , a l'haver-hi l'eix del corró en el pla format per x i z , el gir que té el corró respecte l'eix y es el mateix que el que té la roda, a la següent il·lustració s'entén millor:

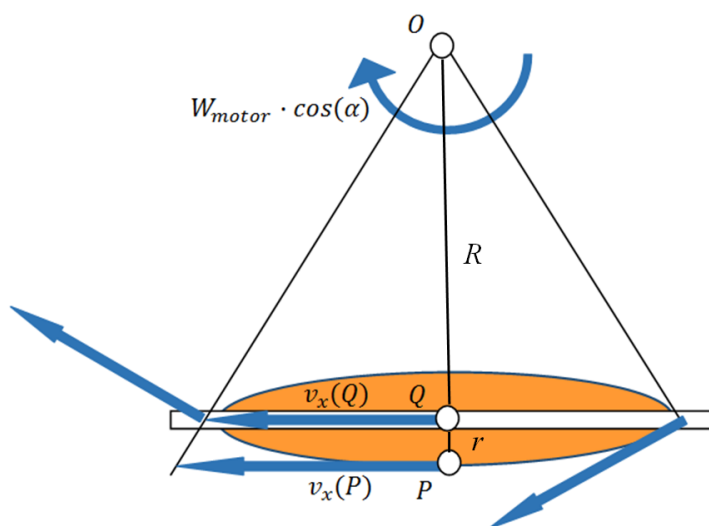


Figura 3.12. Esquema de les velocitats del cilindre relatives al xassís del vehicle. Secció de tall del pla que conté O i l'eix del corró.

$$v_x(P) = -\omega_{motor} \cdot (R + r) \cdot \cos(\theta) \quad (3.8)$$

$$V_{vehicle}(P) = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\omega_{motor} \cdot (R + r) \cdot \cos(\theta) \\ -\omega_{motor} \cdot R \cdot \sin(\theta) - \omega_{LC} \cdot r \end{Bmatrix} = -V_{Terra}(O) \quad (3.9)$$

$$V_{Terra}(O) = \begin{Bmatrix} \omega_{motor} \cdot (R + r) \cdot \cos(\theta) \\ \omega_{motor} \cdot R \cdot \sin(\theta) + \omega_{LC} \cdot r \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

Tal com és observable, el moviment del vehicle en la direcció x està estrictament determinat pel gir del motor. D'altra banda, la component y del desplaçament del vehicle queda lliure gràcies al gir no controlat que té corró en contacte amb el terra. El desplaçament en la direcció y i el gir en Ω_z de la roda haurà de quedar definits per l'acció d'altres motors en el vehicle degut a que, de no ser així, el sistema quedaria indeterminat.

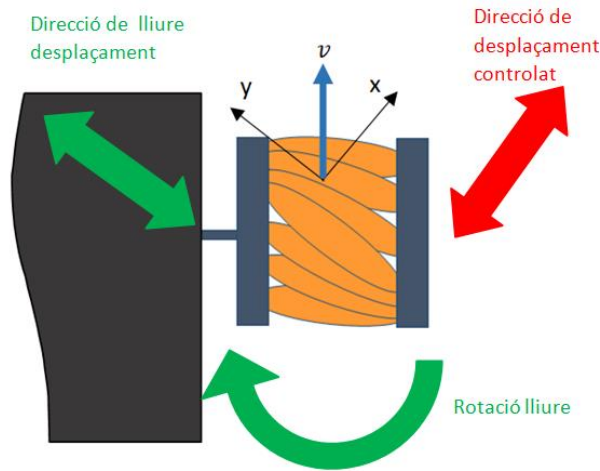


Figura 3.13. Direccions dels moviments controlats i lliures de les rodes amb corróns diagonals a l'eix de la roda.

**Observació:* El cas de la roda amb corróns perpendiculars a l'eix de la roda és un cas particular d'aquest últim model de roda (amb $\theta = 0$). Si substituïm aquest valor en l'equació 3.10, observem que efectivament les equacions del moviment es corresponen (equació 3.11).

$$V_{Terra}(O) = \begin{Bmatrix} \omega_{motor} \cdot (R + r) \cdot \cos(\theta) \\ \omega_{motor} \cdot R \cdot \sin(\theta) + \omega_{LC} \cdot r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_{motor} \cdot (R + r) \\ \omega_{LC} \cdot r \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

4. Estudi cinemàtic de vehicles amb rodes omnidireccionals

4.1. Distribució de les rodes

A l'hora de distribuir les rodes al vehicle, cal tenir present les conclusions obtingudes en l'apartat anterior. Convé parar atenció a quina direcció limita cada enllaç roda-terra per tal que la combinació de rodes cobreixi tots els graus de llibertat sense obtenir un sistema sobredeterminat. A continuació, hi ha diverses distribucions de rodes errònies amb el fi de copsar quins errors cal evitar en el disseny d'aquests vehicles.

Considerant que el terra és pla, les forces tangencials del terra sobre les són les úniques causants de l'acceleració del vehicle. La direcció d'avanç controlable, corresponent a cada roda, és la direcció de la força tangencial que fa el terra sobre la roda. Degut a que els corrons giren lliurement sobre els seus eixos, la component de la força tangencial és nul·la en la direcció perpendicular a l'eix del corró que està en contacte amb el terra. Per tant, la força tangencial que fa el terra sobre el vehicle té la mateixa direcció que l'eix del corró que està en contacte amb el terra.

S'estudien les següents configuracions de rodes:

Cas I: sistema no holònom i redundant:

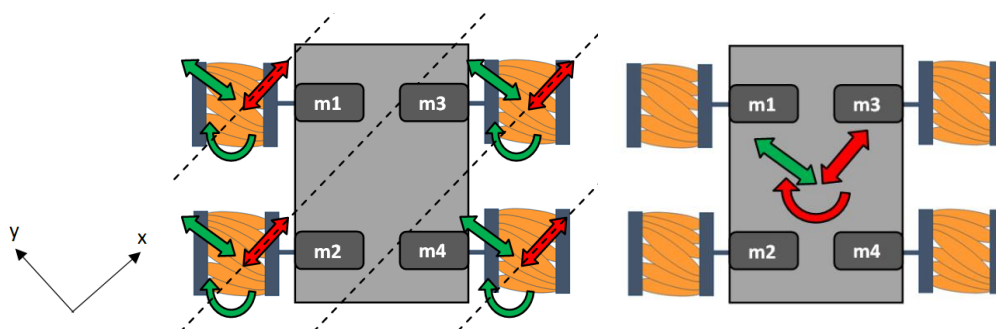


Figura 4.1. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes I.

No hi ha cap força externa al vehicle, que sigui controlable i permeti definir l'acceleració en l'eix y. El vehicle està sobredeterminat perquè té quatre actuadors i l'espai en el qual es mou només té 3 dimensions.

D'aquest cas se'n conclou que per tal que el vehicle no estigui sobredeterminat, no ha de tenir més de 3 motors. En cas que en tingués més, cada motor afegit hauria

d'establir una sincronia amb els altres motors perquè, de no ser així, el moviment del vehicle quedaria bloquejat o alguna roda passaria a lliscar sobre el terra.

Cas II: Sistema indeterminat i redundant:

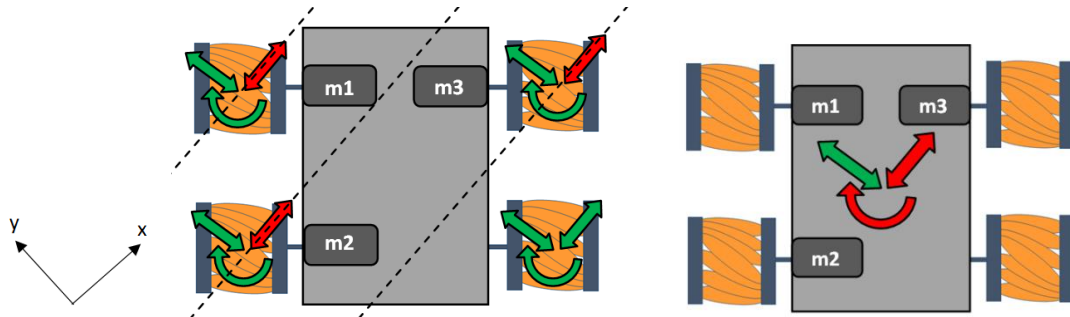


Figura 4.2. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes II.

L'avanç en la direcció y queda indeterminat degut a que no hi ha cap força externa controlable en aquesta direcció. El sistema torna a estar sobredeterminat degut a que té 3 actuadors (motors) que només controlen dos graus de llibertat. La quarta roda és una roda vaga, o esclava, que gira en funció de les imposicions generades per als 3 motors

D'aquest exemple s'obté que una distribució de rodes que té més de 2 rodes que controlen la mateixa direcció no està ben dissenyat.

Cas III: sistema indeterminat i redundant:

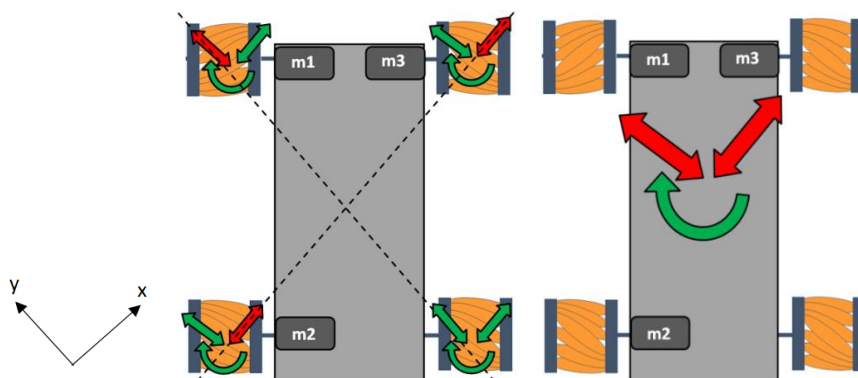


Figura 4.3. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes III.

Si fem el sumatori de forces en el punt d'intersecció de les direccions controlables, obtenim que el moment resultant de les forces exteriors sobre aquest punt del vehicle és nul. Per tant, el gir del vehicle no és controlat.

La conclusió d'aquest cas és que s'ha d'evitar l'existència de dues forces colineals.

Cas IV: Sistema holònom no redundant:

Seguint els diversos punts que han anat sorgint dels estudis dels models anteriors s'obté el següent model.

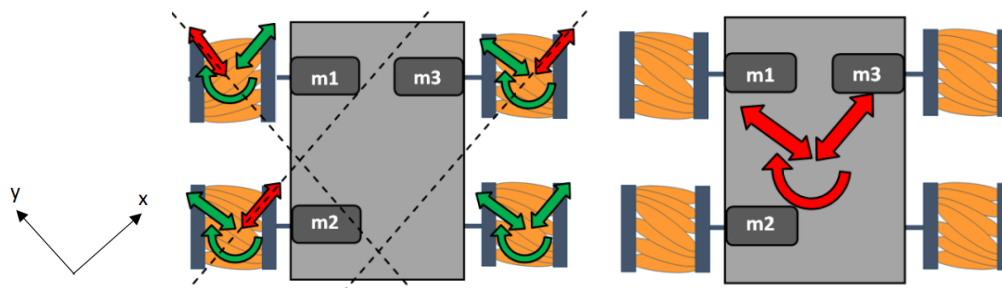


Figura 4.4. Esquema del model de vehicle amb la distribució de rodes IV.

Es tracta del primer model en aquest treball que garanteix un control sobre els 3 graus de llibertat independentment. S'observa que el vehicle té 3 motors que controlen les forces generades que, almenys, tenen dues direccions i que no són colineals.

4.2. Càlcul de les velocitats angulars de les rodes per a tots els moviments en el pla

Donat el fet que cada roda motoritzada del vehicle únicament restringeix un grau de llibertat de l'espai sobre el qual es mou, el moviment dels vehicles amb rodes omnidireccionals ve determinat pel conjunt sincronitzat de velocitats que s'estableix en cada instant de temps a cadascun dels motors. S'ha creat una fulla de càlcul d'excel per resoldre totes les equacions provinents dels efectes de les interaccions entre els moviments de cada roda.

Per aquest estudi s'ha partit del conjunt de moviments que pot tenir el vehicle sobre el terra que, per facilitar-ne el càlcul, s'ha dividit en qualsevol gir i qualsevol translació. Per a cada moviment, s'ha determinat la velocitat del punt del vehicle que es troba just a sobre del punt de contacte de cada roda amb el terra. Coneixent la velocitat en aquests punts i utilitzant les equacions del moviment que aporten els enllaços d'aquest tipus de rodes, que s'han obtingut en l'apartat 4 d'aquest treball, es determina la velocitat angular de l'eix de cada roda per a qualsevol moviment. Ha estat necessari generar dues fulles de càlcul per efectes numèrics, una és per a girs i l'altra per a desplaçaments purs.

El valor que aporta haver realitzat aquesta fulla de càlcul és que es pot repetir el càlcul per a qualsevol moviment i per qualsevol distribució de rodes de diversos models de vehicle.

Un cop es coneixen els paràmetres geomètrics del vehicle i els paràmetres que descriuen el moviment, es podrà determinar quines són les velocitats dels motors per a qualsevol tipus de moviment. Es tracta d'una eina de molta utilitat, que es posarà en pràctica als pròxims capítols d'aquest treball.

Es disposa del programa a l'*annex digital B*.

Descripció traslació			Descripció de les variables	
V vehicle=	1,677		Velocitat del vehicle[m/s]	variable independent
$\beta =$	90		Direcció avanç [deg]	variable independent
ESTUDI DE LES RODES MOTRIUS			Descripció de les variables	
RODA1	RODA2	RODA3	Descripció de les variables	
pos.x1=	pos.x2=	pos.x3=	Posició en l'eix x roda [m]	variable independent
pos.y1=	pos.y2=	pos.y3=	Posició en l'eix y roda [m]	variable independent
v.x1=	v.x2=	v.x3=	Velocitat eix x punt central roda [m/s]	$= W \cdot dy$
v.y1=	v.y2=	v.y3=	Velocitat eix y punt central roda [m/s]	$= -W \cdot dx$
V1 [km/h]=	V2 [km/h]=	V3 [km/h]=	Mòdul velocitat punt central roda [km/h]	
$\beta 1$ [deg]=	$\beta 2$ [deg]=	$\beta 3$ [deg]=	Direcció velocitat punt central roda [deg]	$= \text{atan}(v.y/v.x)$
$\theta 1$ =	$\theta 2$ =	$\theta 3$ =	Angle direcció axial corrons [deg]	variable independent
			Angle eix roda [deg]	variable independent
			Angle entre direcció axial corrons i eix roda [deg]	
$\alpha 1$ =	$\alpha 2$ =	$\alpha 3$ =	Angle entre direcció d'avanç roda i direcció corrons [deg]	$= \beta - \theta$
v.ef1=	v.ef2=	v.ef3=	Component de la velocitat en la direcció motriu de la roda [m/s]	$= V \cdot \cos(\alpha)$
RT1=	RT2=	RT3=	Radi total roda (R+r) [m]	variable independent
$\omega 1$ [rad/s]=	$\omega 2$ [rad/s]=	$\omega 3$ [rad/s]=	Velocitat angular de l'eix [rad/m]	$= v.ef/(RT \cdot \cos(\theta))$
$\omega 1$ [min ⁻¹]=	$\omega 2$ [min ⁻¹]=	$\omega 3$ [min ⁻¹]=	Revolucions per minut de l'eix	$= \omega \cdot 60/2\pi$
rt=	rt=	rt=	Relació reductor	variable independent
$\omega m 1$ [rad/s]=	$\omega m 2$ [rad/s]=	$\omega m 3$ [rad/s]=	Velocitat angular motor [rad/m]	$= \omega/rt$
$\omega m 1$ [min ⁻¹]=	$\omega m 2$ [min ⁻¹]=	$\omega m 3$ [min ⁻¹]=	Revolucions per minut del motor	$= \omega m \cdot 60/2\pi$

Taula 4.1. Exemple dels valors obtinguts per a una rotació entorn el centre del vehicle.

5. Descripció de la funcionalitat del vehicle

Per tal de tenir un cas concret per poder determinar els requeriments del vehicle, en aquest apartat es descriurà la càrrega que ha de transportar el vehicle i l'espai en el qual treballarà.

5.1. Característiques de la càrrega

Es posa pel cas que es tracta d'un magatzem d'ampolles d'aigua que estan empaquetades en caixes apilades a sobre d'uns palets, tenen les dimensions de la *Figura 5.1*. Els palets metàl·lics tenen les següents mides 1,2x1,1x0,4 m.

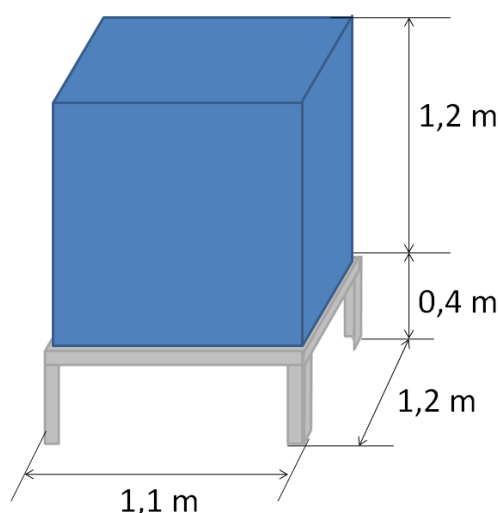


Figura 5.1. Croquis de les dimensions de la càrrega sobre del palet metàl·lic.

La càrrega que ha de transportar el vehicle té les dimensions indicades a la figura i el seu pes, en el cas més desfavorable i tenint en compte un factor d'empaquetament del 80%, és de 1 267 kg. No es tracta d'una càrrega fràgil, pel que no són necessaris moviments especialment suaus.

El vehicle té un sistema hidràulic que permet elevar una plataforma que té a la part superior. D'aquesta manera, el vehicle es posiciona a sota el palet (ja està dissenyat perquè hi càpiga) i, completament aturat, eleva la plataforma fins que tot el conjunt (palet+càrrega) perd el contacte amb el terra i queda en suspensió. Un cop la càrrega està elevada, s'inicia el transport. Aquest mètode ja s'ha emprat en altres dissenys de vehicles de càrrega similars.



Figura 5.2. Robot Kiva destinat al transport de mercaderies que realitza un procés de càrrega similar al proposat. [2]

5.2. Descripció del magatzem

El magatzem es distribueix en tres zones principals: punt d'entrada de productes, zona d'emmagatzematge i punt de sortida de productes. El vehicle s'encarrega de col·locar els productes que entren, a la parcel·la que li correspon a cadascun, i de portar al punt de sortida els productes que se li indiquin. Les parcel·les es divideixen en una matriu de files i columnes tal com es mostra al plànol de la *Figura 5.3*.

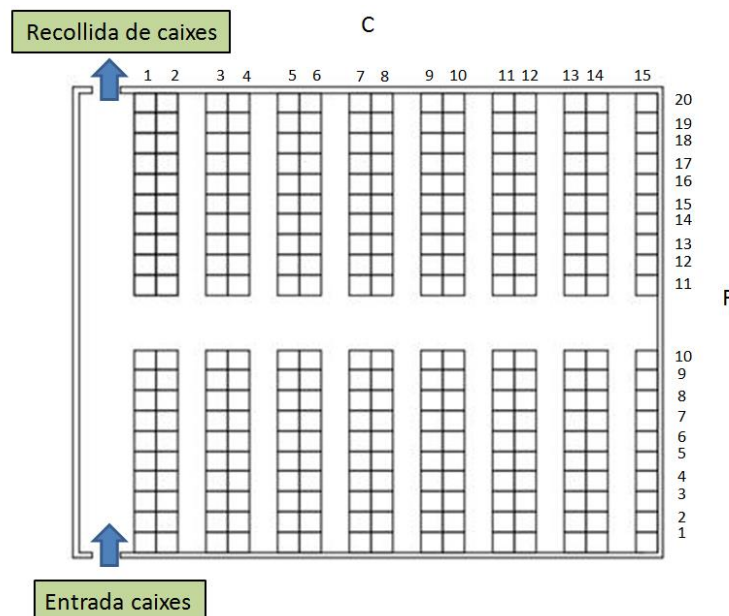


Figura 5.3. Distribució de les mercaderies enumerades al magatzem. Punts d'entrega i recollida i de paquets del vehicle.

- El passadís central i el passadís d'entrada i recollida de caixes tenen una amplada de 3m.
- L'amplada dels passadissos secundaris és de 1,5m.

- L'orientació dels palets en les zones d'entrada i recollida està 90° rotada respecte la que tenen en la zona d'emmagatzematge.

Es posa pel cas que la demanda esperada és moure (posar o treure) un total de 200 paquets al dia en el cas més crític.

5.3. Acceleracions lineal i angular màximes necessàries

En aquest apartat, es farà una estimació de les acceleracions lineal i angular màximes que necessita el vehicle per moure en un dia el nombre de paquets definit en l'apartat anterior.

El viatge que té una durada mitjana és el que es fa per arribar a la posició F16;C8 (*Figura 5.3*). Per simplificar el càlcul i estudiar el cas més restrictiu, en aquest apartat s'estudia únicament la possibilitat de posar o tornar un únic palet per viatge. Els següents càlculs (*equacions 5.1 i 5.2*) serveixen per determinar quina ha de ser la duració d'aquest viatge per a transportar el volum de càrrega esmentat.

S'aplica un factor de seguretat $f=1,5$ (*equació 5.1*) sobre el temps de transport del vehicle, és a dir, el vehicle tindrà capacitat per transportar un 50% extra de demanda esperada en el temps establert. S'ha escollit un coeficient tant elevat per si es dona el cas que s'han de transportar més paquets dels habituals en posicions que es troben al fons del magatzem. El temps de càrrega i el temps de descàrrega mitjà són de 10s aproximadament.

$$t_{transport} \cdot f = t_{totaltreball} - (t_{càrrega} + t_{descàrrega}) \cdot n_{càrregues} = \quad (5.1)$$

$$= 8h \cdot \frac{3600s}{1h} - 200 \cdot (10s + 10s) = 24\,800 \text{ [s]}$$

$$t_{transport} = \frac{24\,800}{1,5} = 16\,533 \text{ [s]} = 4,59 \text{ [h]}$$

$$t_{viatge} = \frac{t_{transport}}{n_{viatges}} = \frac{16\,533}{200} = 82,67 \text{ [s]} \quad (5.2)$$

Tenint el temps màxim que el vehicle ha de fer per arribar a la posició F16;C8 i tornar a l'origen, es busca una seqüència de moviments que permetin realitzar el transport en aquest temps. El temps total del viatge des del punt d'entrada fins a F16;C8 i la tornada a l'origen haurà de ser inferior a 82,67 s (*equació 5.2*).

Es divideix el recorregut mitjà en 5 trams lineals i s'obté una distància de 75,5 m. Al següent càlcul es determina la velocitat mitjana mínima que ha de tenir el vehicle per a que sigui capaç de fer el nombre de viatges especificat anteriorment.

$$v_{mitjana} = \frac{75,5}{82,67} = 0,92 \text{ [m/s]} = 3,31 \text{ [km/h]} \quad (5.3)$$

A primer cop d'ull, pot semblar una velocitat molt baixa. Convé tenir present que es tracta d'una velocitat mitjana i serveix per a tenir una referència a l'hora de escollir la velocitat màxima que s'arribarà durant el transport. S'ha escollit una velocitat longitudinal i transversal màxima de 6 km/h que s'assoliran (acceleració) i s'anul·laran (frenada) en un temps de 2s.

$$a_{long} = a_{trans} = \frac{1,667}{2} = 0,833 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (5.4)$$

El vehicle haurà de ser capaç de girar 90° Partint i acabant en repòs en 2s. L'acceleració i desacceleració angular són iguals en mòdul. A continuació se'n detalla el càlcul:

En l'equació 5.5. es determina la velocitat angular en cada instant tenint present que α és constant en el temps i la velocitat angular al principi del moviment Ω_0 és zero:

$$\Omega(t) = \int \alpha(t) dt = \alpha \cdot t + \Omega_0 = \alpha \cdot t \quad (5.5)$$

$$\theta(t) = \int \Omega(t) dt = \alpha \cdot \frac{t^2}{2} + \theta_0 \quad (5.6)$$

Aplicant les condicions del moviment en l'equació 5.6 s'obté l'acceleració angular necessària:

$$\begin{cases} \theta(0) = 0 \\ \theta(1) = \frac{\pi}{4} \end{cases} \rightarrow \alpha = \frac{\pi}{2} = 1,57 \text{ [rad/s}^2\text{]}$$

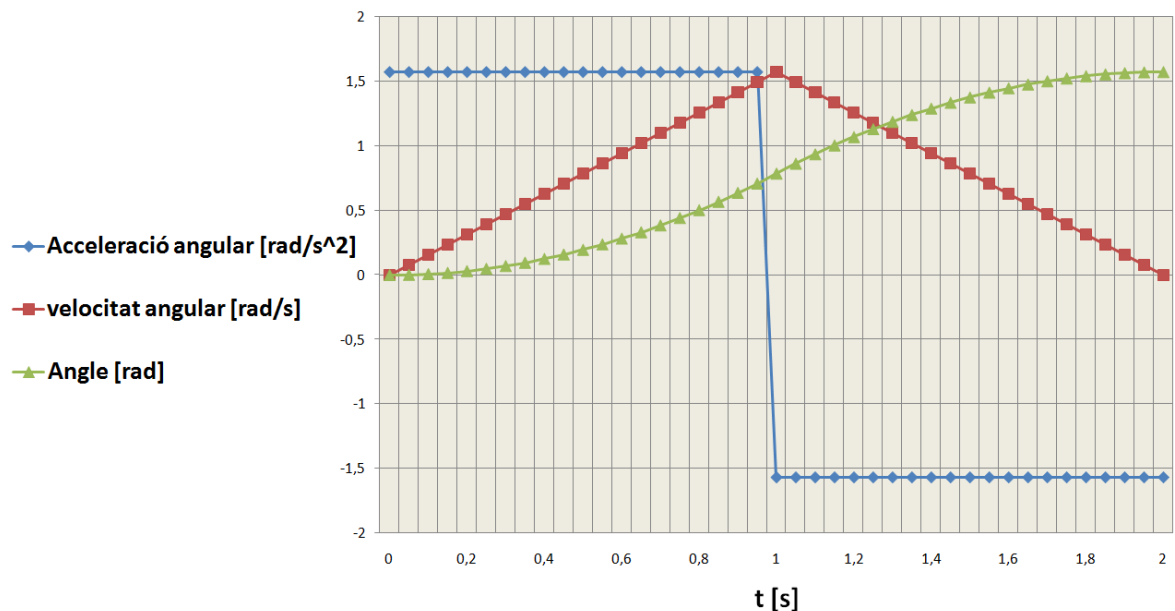


Figura 5.4. Anàlisi cinemàtic de la rotació de 90° que realitza el vehicle.

5.4. Estudi del moviment del vehicle durant el transport

En aquest apartat es verifica si amb els paràmetres de moviment escollits (velocitats màximes i acceleracions) és possible generar, o no, una seqüència de moviments que permetin abastir la demanda del magatzem. És a dir, que el viatge tingui una duració inferior als 82,67 s determinats anteriorment.

Una de les conseqüències d'holonomia, és que el vehicle és capaç de realitzar exactament el mateix moviment però en ordre invers. Com els recorreguts d'anada i tornada són iguals però en ordre invers, per tal d'estalviar feina, s'ha observat que és suficient estudiar únicament l'anada fins a F16;C8 des de l'origen i verificar que té una durada inferior a 41,33 s.

Es divideix el recorregut en 5 moviments simples del vehicle, que es caracteritzen per partir i acabar en repòs. En el següent plànol es distingeixen els trams corresponents a cada moviment (*Figura 5.5*).

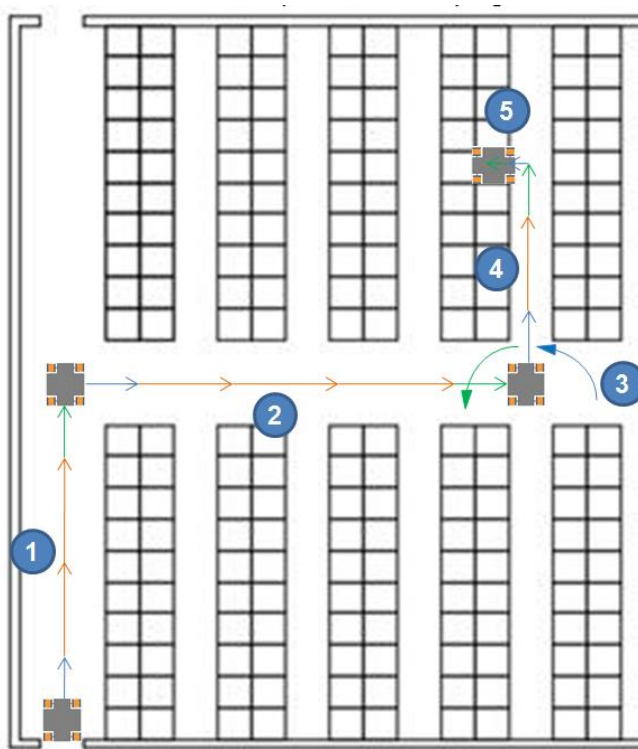


Figura 5.5. Conjunt de moviments que realitza el vehicle per arribar a F16;C8 des de l'origen.

El recorregut està compost per 4 desplaçaments lineals i una rotació de 90° (moviment 3). Aquest gir és necessari perquè és un dels requeriments del magatzem (descrit en l'apartat 5.3) i es podria produir en qualsevol punt del recorregut anterior al moviment 4, a partir del qual el vehicle no disposa de suficient espai com per girar.

Utilitzant els valors de velocitats i acceleracions màximes escollides en l'apartat anterior, es genera la seqüència de moviments indicada a la taula 5.1. (*Moviment detallat a l'Annex A, pàg. 2-8*).

Nombre del moviment	Tipus de moviment	Distància / Angle del tram	Durada
1	Translació longitudinal	12,5 m	9,06 s
2	Translació transversal	16,35 m	15,71 s
3	Rotació centrada	90 °	2 s
4	Translació transversal	7,55 m	7,53 s
5	Translació longitudinal	1,35 m	1,8 s

Taula 5.1. Dades dels moviments que realitza el vehicle al llarg de recorregut.

Amb aquesta seqüència de moviments, el vehicle és capaç de realitzar el recorregut des de l'origen fins a F16:C18 amb un temps total de 36,1s. Al tractar-se d'un temps inferior a 41s, s'obté un moviment que, utilitzant les acceleracions i velocitats màximes escollides, és capaç d'abastir la demanda requerida pel sistema.

El càlcul de velocitats de les rodes s'ha dut a terme amb el model que té les dimensions indicades en la *Figura 5.6* utilitzant l'eina de càlcul creada (*Annex digital B*). Aquestes dimensions s'han definit per a que pugui introduir-se a sota dels palets metàl·lics i realitzar-ne la càrrega.

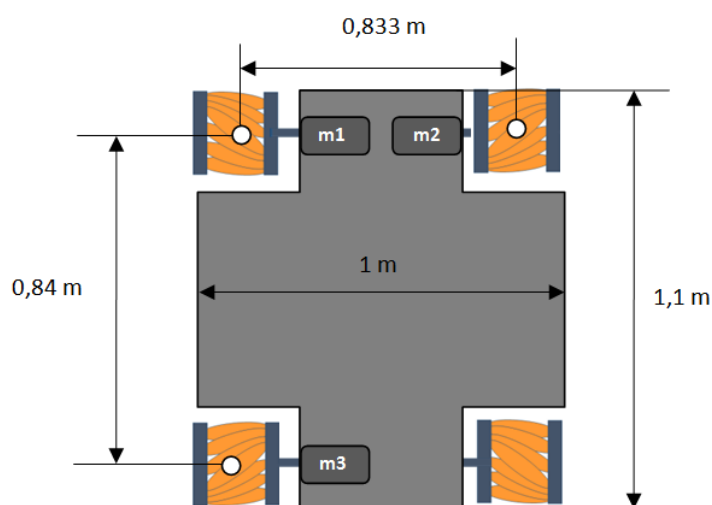


Figura 5.6. Croquis amb les principals dimensions escollides per al model de vehicle.

Les rodes escollides són el model *CMA-36* de *Hangfa*, es tracta d'un model de roda omnidireccional dissenyat per al transport de càrregues pesades. Els paràmetres que s'han valorat per a la seva selecció són els següents: diàmetre de 0,36m, corrons a 45° respecte l'eix de la roda i càrrega límit de 1 000 kg per roda. (*Documentació tècnica: Annex, A 3.1.*)

Introduint els paràmetres geomètrics del vehicle i dels moviments al llarg del recorregut, s'obté l'evolució de les velocitats per a cada roda al llarg del temps (*Figura 5.7*). Més endavant, quan es conegui la relació de transmissió, serà possible determinar les velocitats de cada motor per a cada instant de temps que seran d'utilitat per a programar els moviments de l'AGV.

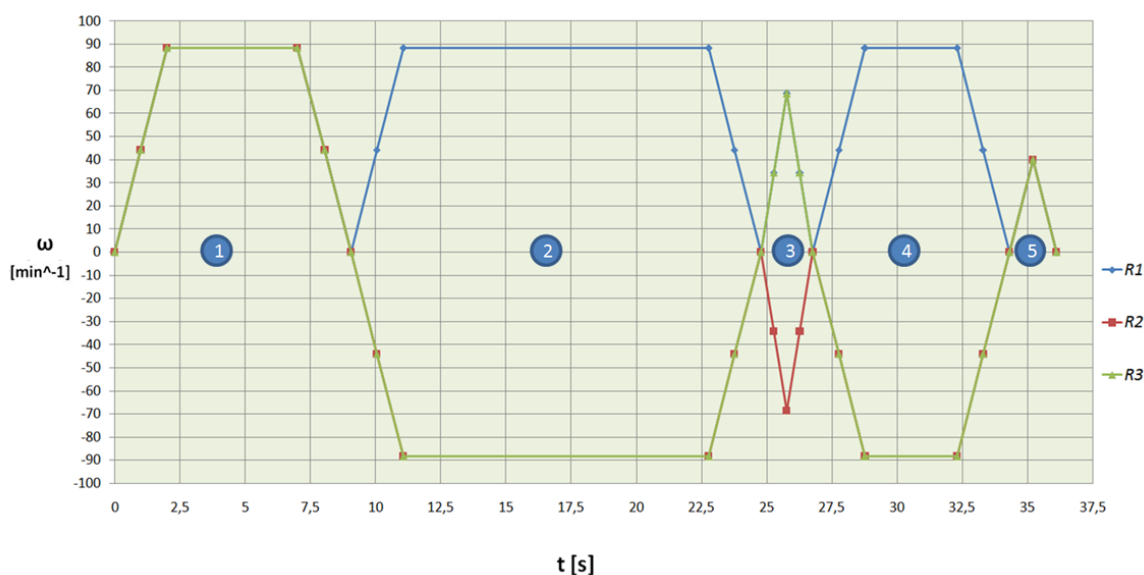


Figura 5.7. Evolució de la velocitat angular de cada roda al llarg del recorregut. Els punts en blau indiquen a quin moviment correspon cada tram de la gràfica.

A partir del gràfic de la *Figura 5.7* s'observa que:

- La velocitat màxima de les rodes és igual i de 88,4 min^{-1} i s'assoleix en els trams lineals, concretament quan el vehicle porta una velocitat de 6km/h.
- En la rotació del vehicle, la roda 2 té el sentit invers a les altres. La velocitat màxima per aquest moviment s'assoleix quan s'han girat 45° i és de 68,59 min^{-1} .
- En la translació transversal les rodes 2 i 3 tenen un sentit de gir negatiu.

6. Estudi dinàmic del vehicle

En aquest model inicial es negligeixen els efectes que puguin tenir les resistències passives i les inèrcies dels eixos de transmissió i les rodes. D'altra banda, la velocitat del vehicle no és prou elevada com per haver de considerar el fregament amb l'aire com en el altres tipus de vehicles.

6.1. Càlcul de les forces tangencials del terra sobre el vehicle

Cas I: Acceleració lineal i longitudinal

Partint de que el sumatori de forces tangencials del terra sobre el vehicle (en els tres punts de contacte de les rodes motrius) proporcionen l'acceleració del vehicle, s'obté el parell necessari dels motors. Per aquest càlcul s'ha utilitzat una aproximació de la massa total del conjunt vehicle+càrrega en el cas màxim de 1 500kg.

$$F = m \cdot a = 1\,500 \cdot 0,833 = 1\,249 [N] \quad (6.1)$$

Tal com s'ha deduït, les rodes omnidireccionals són capaces de transmetre la força únicament en la direcció axial del corró que està en contacte amb el terra. A partir d'aquest fet, s'obté la següent configuració de distribució de forces.

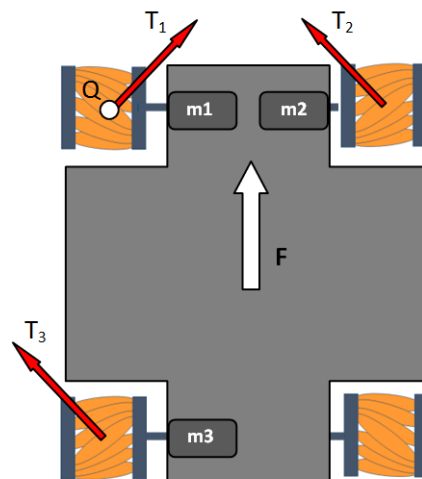


Figura 6.1. Esquema del conjunt de forces utilitzat en el càlcul del sumatori de forces per al cas I.

$$F = \sum T = T_1 + T_2 + T_3 = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1\,249 \end{Bmatrix} = T_1 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_2 \begin{Bmatrix} \frac{-\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_3 \begin{Bmatrix} \frac{-\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} \quad (6.2)$$

El sumatori de moments és zero ja que en aquest cas l'acceleració angular és nul·la (Equació 6.2):

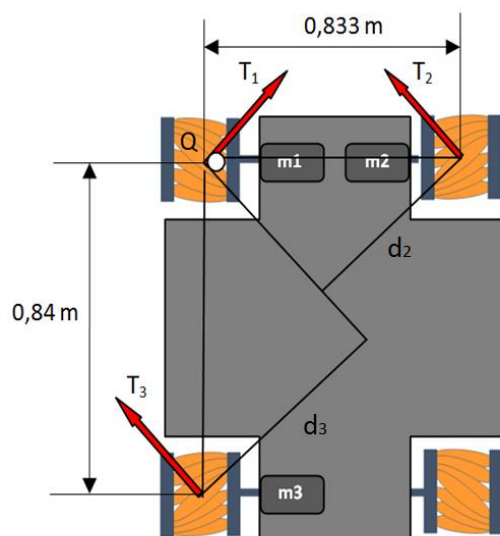


Figura 6.2. Esquema del conjunt de forces utilitzat en el càlcul del sumatori de moments per al cas I.

$$\Sigma M(Q) = T_1 \cdot 0 + T_2 \cdot d_2 - T_3 \cdot d_3 = T_2 \cdot 0,833 \cdot \cos(45^\circ) - T_3 \cdot 0,84 \cdot \sin(45^\circ) = 0 \quad (6.3)$$

Simplificant i resolent s'obté:

$$\begin{cases} 0 = T_1 - T_2 - T_3 \\ 1766 = T_1 + T_2 + T_3 \\ 0 = T_2 \cdot 0,833 - T_3 \cdot 0,84 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_1 = 883 \text{ N} \\ T_2 = 443,34 \text{ N} \\ T_3 = 439,65 \text{ N} \end{cases} \quad (6.4)$$

La roda que rep la força tangencial més elevada del terra en l'arrencada longitudinal és la roda 1 ($T_1 = 883 \text{ N}$).

Cas II: Acceleració lineal i transversal

En aquest cas es necessita la mateixa força però en direcció perpendicular. Seguint el procediment anterior per a la distribució de forces de la figura 6.3 s'obté:

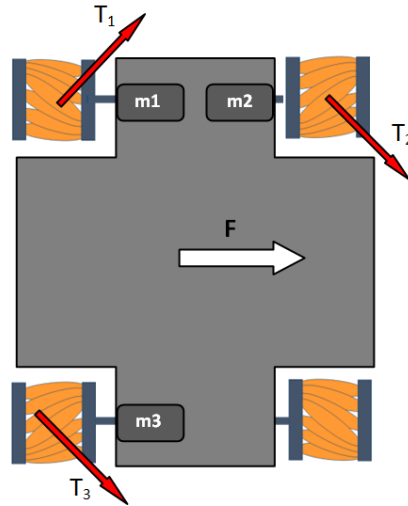


Figura 6.3. Esquema del conjunt de forces utilitzat en el càlcul del sumatori de forces per al cas II.

$$F = \Sigma T = T_1 + T_2 + T_3 = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1\,249 \\ 0 \end{Bmatrix} = T_1 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_2 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_3 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} \quad (6.5)$$

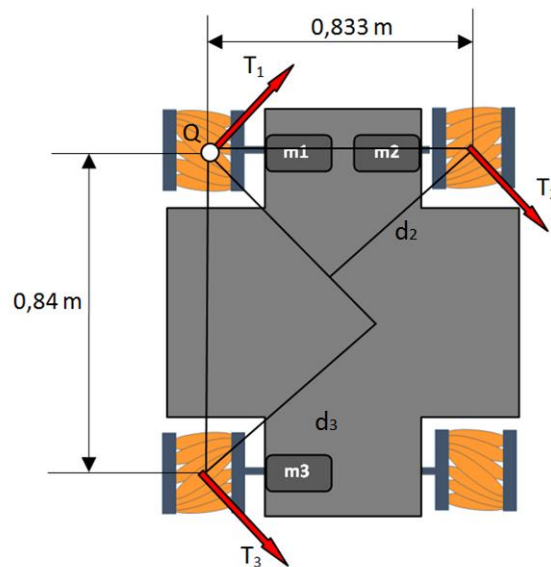


Figura 6.4. Esquema del conjunt de forces utilitzat en el càlcul del sumatori de moments per al cas II.

$$\Sigma M(Q) = T_1 \cdot 0 - T_2 \cdot d_2 + T_3 \cdot d_3 = -T_2 \cdot 0,833 \cdot \cos(45) + T_3 \cdot 0,84 \cdot \sin(45) = 0 \quad (6.6)$$

$$\begin{cases} 1\,766 = T_1 + T_2 + T_3 \\ 0 = T_1 - T_2 - T_3 \\ 0 = -T_2 \cdot 0,833 + T_3 \cdot 0,84 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_1 = 883 \text{ N} \\ T_2 = 443,34 \text{ N} \\ T_3 = 439,65 \text{ N} \end{cases} \quad (6.7)$$

Les arrancades longitudinal i transversal tenen les mateixes forces tangencials en mòdul a les mateixes rodes, l'únic que varia és que T_1 i T_3 tenen sentits oposats. Per simetria, en les frenades corresponents a cada moviment apareixen les mateixes forces en sentit oposat a l'arrencada.

Cas III: Acceleració angular

Per a calcular la inèrcia del conjunt càrrega+vehicle sobre l'eix z, s'ha associat tot el conjunt a un hexàedre de massa regular de 1 500kg, de dimensions com les de la figura.

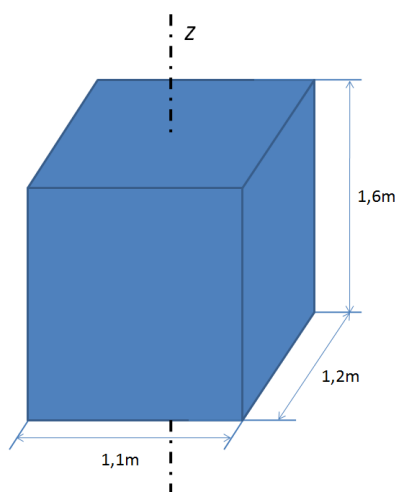


Figura 6.5. Esquema de la simplificació del conjunt càrrega i vehicle utilitzat per al càlcul de la inèrcia.

$$I_z = \frac{1}{12} m \cdot (a^2 + b^2) = \frac{1500}{12} \cdot (1,1^2 + 1,2^2) = 331,25 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (6.8)$$

Donat el fet que el vehicle rota respecte el seu punt central, la velocitat del centre de masses, que és nul·la, queda inalterada al llarg de la rotació. És per aquest motiu, que el sumatori de forces sobre el vehicle és zero.

$$F = \Sigma T = T_1 + T_2 + T_3 = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = T_1 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_2 \begin{Bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} + T_3 \begin{Bmatrix} -\frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} \end{Bmatrix} \quad (6.9)$$

El sumatori de moments de les forces tangencials és el causant de l'acceleració angular respecte l'eix z.

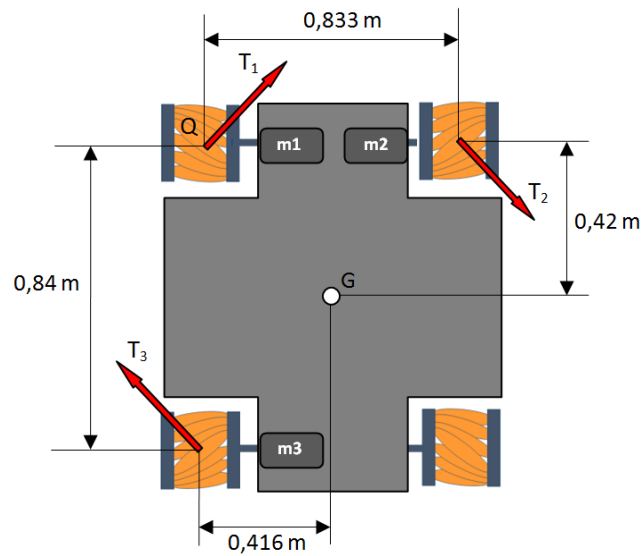


Figura 6.6. Esquema del conjunt de forces utilitzat en el càlcul del sumatori de moments per al cas III.

$$\Sigma M_z(G) = I_z \cdot \alpha = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{0,833}{2} \cdot (T_1 + T_2 + T_3) + \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{0,84}{2} \cdot (T_1 + T_2 + T_3) \quad (6.10)$$

$$= (T_1 + T_2 + T_3) \cdot 0,5915$$

$$\begin{cases} 0 = T_1 + T_2 - T_3 \\ 0 = T_1 - T_2 + T_3 \\ 879,23 = T_1 + T_2 + T_3 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} T_1 = 0 \text{ N} \\ T_2 = 439,61 \text{ N} \\ T_3 = 439,61 \text{ N} \end{cases} \quad (6.11)$$

6.2. Càlcul de les forces normals del terra

Malgrat s'ha triat unes rodes que tenen una càrrega límit molt superior al pes del conjunt (9810 N/roda), en aquest apartat es determinaran les forces normals màximes que fa el terra sobre el vehicle amb el propòsit de corroborar que les rodes suporten la càrrega en l'instant més crític.

En aquest treball no s'estudia el sistema de suspensió de l'AGV. Per evitar redundàncies, es fa el supòsit de que el vehicle té un mecanisme que iguala les forces normals de les rodes posteriors (equació 6.12).

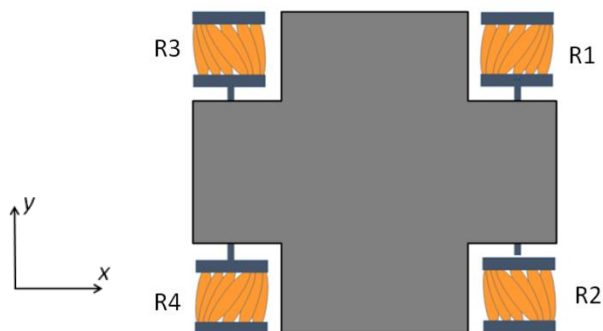


Figura 6.7. Enumeració de les rodes utilitzat per al càlcul de forces normals del terra.

Cas I: Acceleració lineal i longitudinal

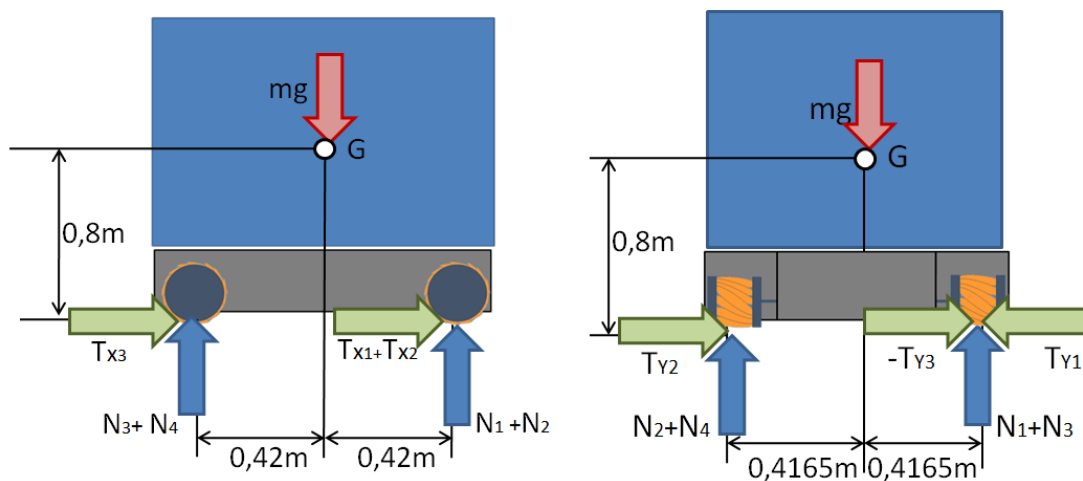


Figura 6.8. Esquemes de forces emprats per als càlculs de sumatori de moments en x i y del cas I.

$$N_3 = N_4 \quad (6.12)$$

$$\Sigma F_z = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 - m \cdot g = 0 \quad (6.13)$$

$$\Sigma M_y(G) = -0,42 \cdot (N_1 + N_2) + 0,42 \cdot (N_3 + N_4) - 0,8 \cdot (T_1 + T_2 + T_3) \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (6.14)$$

$$= I_y \cdot \alpha_y = 0$$

$$\Sigma M_x(G) = -0,4165 \cdot (N_2 + N_4) + 0,4165 \cdot (N_1 + N_3) + 0,8 \cdot (T_2 - T_1 + T_3) \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (6.15)$$

$$= I_x \cdot \alpha_x = 0$$

Resolent el sistema d'equacions amb els valors de les forces tangencials obtinguts l'apartat 7.1. s'obté els valors de la taula 6.1.

Cas II: Acceleració lineal i transversal

Anàlogament que en el cas anterior, s'obté.

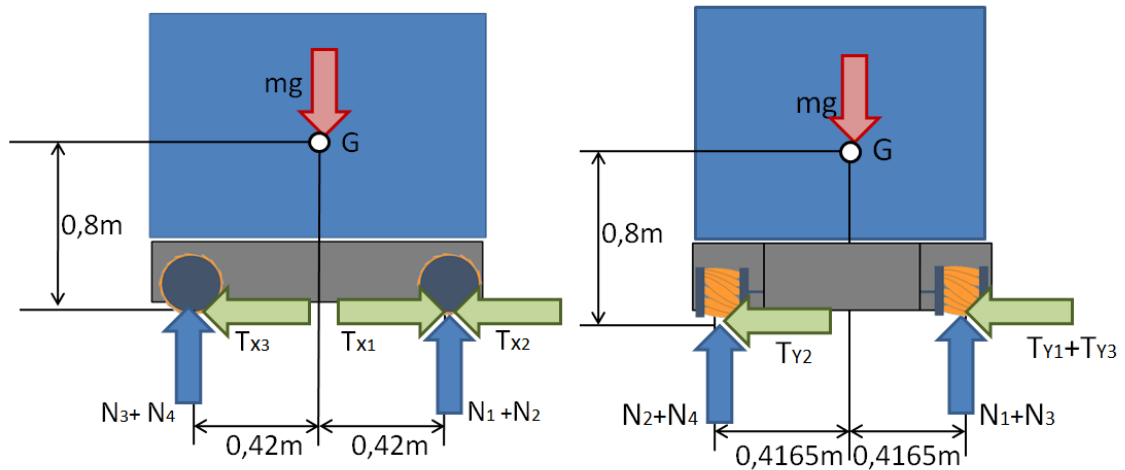


Figura 6.9. Esquemes de forces emprat per als càlculs de sumatori de moments en x i y del cas II.

$$N_3 = N_4 \quad (6.16)$$

$$\Sigma F_z = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 - m \cdot g = 0 \quad (6.17)$$

$$\Sigma M_y(G) = -0,42 \cdot (N_1 + N_2) + 0,42 \cdot (N_3 + N_4) + 0,8 \cdot (T_1 - T_2 - T_3) \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (6.18)$$

$$= I_y \cdot \alpha_y = 0$$

$$\Sigma M_x(G) = -0,4165 \cdot (N_2 + N_4) + 0,4165 \cdot (N_1 + N_3) - 0,8 \cdot (T_2 + T_1 + T_3) \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (6.19)$$

$$= I_x \cdot \alpha_x = 0$$

Cas III: Acceleració angular

En aquest cas el sumatori de forces tangencials és zero, per tant, s'obté directament els valors de la Taula 6.1.

Roda	Forces normals màximes [N]		
	Acc. Lin. Longitudinal	Acc. Lin. Transversal	Acc. Angular
1	3 084	4 878	3 679
2	3 084	2 479	3 679
3	4 273	3 679	3 679
4	4 273	3 679	3 679

Taula 6.1. Forces normals màximes [N] que actuen sobre cada roda en cada moviment.

La força normal màxima es produeix a la roda 1 en l'acceleració lineal i transversal al vehicle (Taula 6.1). La força màxima que ha de suportar la roda és de 4 878 N que, efectivament, queden molt lluny dels 9 810 N especificats en la documentació tècnica (Annex A 3.1). Per tant, s'ha triat un model de roda capaç de treballar en les condicions del cas d'estudi.

6.3. Càlcul del parell motor necessari

El parell motor necessari vindrà determinat per la forces tangencials que fan el terra sobre les rodes, estudiades en l'apartat anterior. En aquesta primera part es realitzarà el càlcul del moment resultant d'aquesta força sobre l'eix de la roda. Els càlculs que venen a continuació únicament consideraran la força tangencial més elevada, ja que és la que produirà un parell motor més elevat. Aquesta força és la que es produeix durant les dues acceleracions lineals en la roda 1.

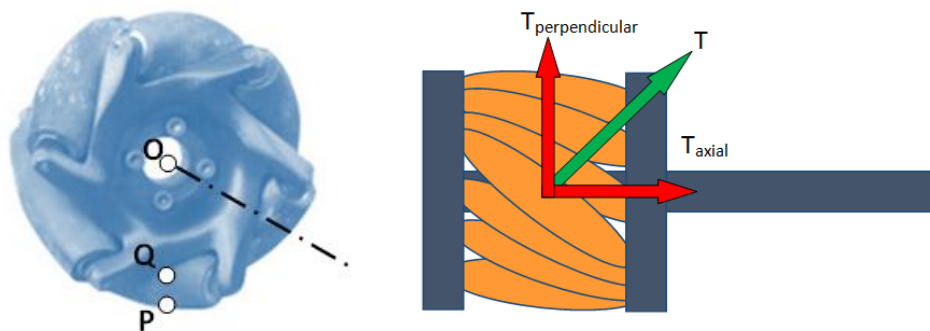


Figura 6.10. Representació de la descomposició de T sobre les direccions dels eixos de coordenades escollits (un paral·lel a l'eix i l'altre perpendicular).

Es descomposa la força tangencial que hi ha d'haver a P per garantir l'acceleració escollida. La component perpendicular a l'eix de la roda de T és la que transmetrà un parell a l'eix de la roda. En enllaç de l'eix de la roda amb el xassís hi haurà la reacció resultant que contrarestarà T_{axial} .

$$\tau_{eix\ roda} = T_{perpendicular} \cdot R = 883 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 0,18 = 112,39 \text{ [Nm]} \quad (6.20)$$

Tenint el parell en l'eix de la roda, podem determinar el parell necessari del motor per a reductors amb diferents relacions de transmissió. Aquest càlcul s'ha realitzat aplicant el teorema de l'energia negligint les pèrdues per fregament que puguin aparèixer al reductor. D'aquesta manera, la potència que subministra el motor ha de ser equivalent a la potència que rep l'eix de la roda.

$$P_{motor} = P_{eix\ roda} \quad (6.21)$$

$$\Gamma_{motor} \cdot \omega_{motor} = \tau_{eix\ roda} \cdot \omega_{eix\ roda} \quad (6.22)$$

$$rt = \frac{\omega_{eix\ roda}}{\omega_{eix\ motor}} \quad (6.23)$$

$$\Gamma_{motor} = \tau_{eix\ roda} \cdot \frac{\omega_{eix\ roda}}{\omega_{motor}} = \tau_{eix\ roda} \cdot rt \quad (6.24)$$



Figura 6.11. Esquema del sistema de transmissió, amb les variables que s'estudien.

τ eix roda	rt	Γ motor	ω motor	Revolucions motor
[Nm]	-	[Nm]	[rad/s]	[min ⁻¹]
112,39	1	112,39	9	88
112,39	1/2	56,20	19	177
112,39	1/3	37,46	28	265
112,39	1/4	28,10	37	354
112,39	1/5	22,48	46	442
112,39	1/6	18,73	56	530
112,39	1/8	14,05	71	677
112,39	1/10	11,24	93	884

Taula 6.2. Requeriments del motor per a diverses relacions de transmissió.

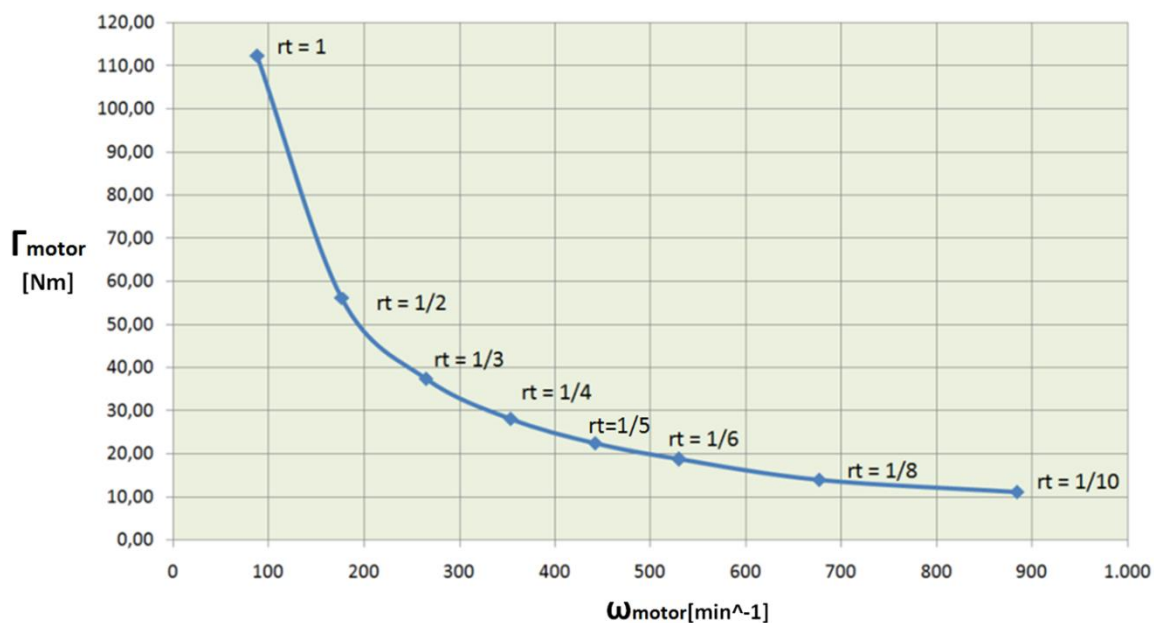


Figura 6.12. Diagrama dels parells i velocitats màximes en les que treballarà el motor per a diferents relacions de transmissió.

No és possible determinar el parell del motor sense conèixer la relació de transmissió que té amb la roda. Més endavant, a partir d'aquest gràfic (Figura 6.12), es farà la tria d'un reductor adequat al motor que se seleccioni i se'n determinarà el valor per al cas concret.

7. Càlcul d'energies

La potència desenvolupada pel motor al llarg del temps es calcula segons:

$$P_{motor(t)} = \Gamma_{motor(t)} \cdot \omega_{motor(t)} = \tau_{eix\ roda}(t) \cdot \omega_{eix\ roda}(t) \quad (7.1)$$

Els moviments escollits tenen una acceleració constant, d'aquí s'obté el fet, tal i com s'ha vist en l'estudi dinàmic, que els parells motors i dels frens són constants al llarg del temps en cada acció del moviment (*Annex A.1.5*). En conseqüència d'aquest fet, la velocitat a la qual giren els motors creix linealment durant l'acceleració del vehicle. Per tant, la potència transmesa per l'eix de cada roda creixerà o decreixerà linealment al llarg de les acceleracions i frenades (*Figura 7.1*).

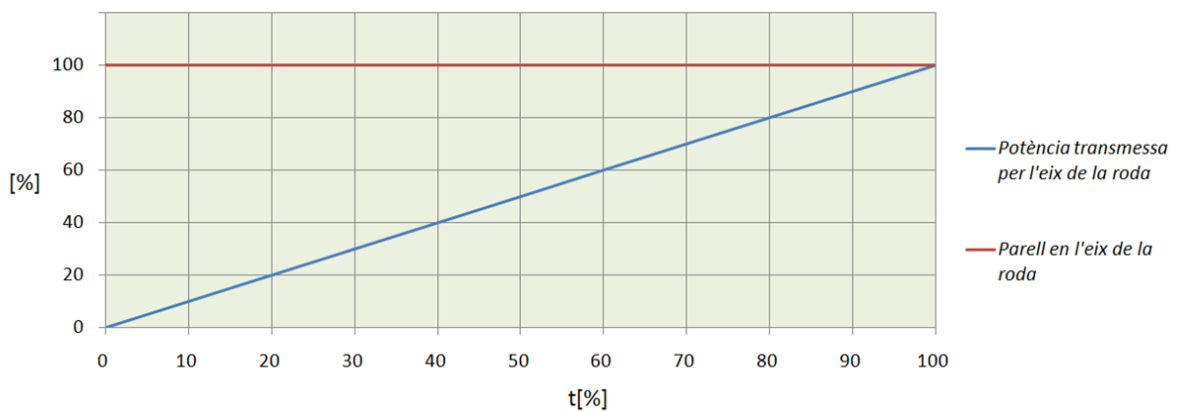


Figura 7.1. Evolució percentual respecte els valors màxims de la potència i el parell que transmet l'eix de la roda al llarg d'una acceleració constant del vehicle.

7.1. Càlcul de les potències

Partint del parells i la velocitats angulars instantanis corresponents a l'eix de cada roda obtinguts anteriorment, per a les diverses etapes del vehicle al llarg del recorregut, s'obtenen les potències que transmeten els eixos de cada roda en cada instant de temps (*Figura 7.2.*).

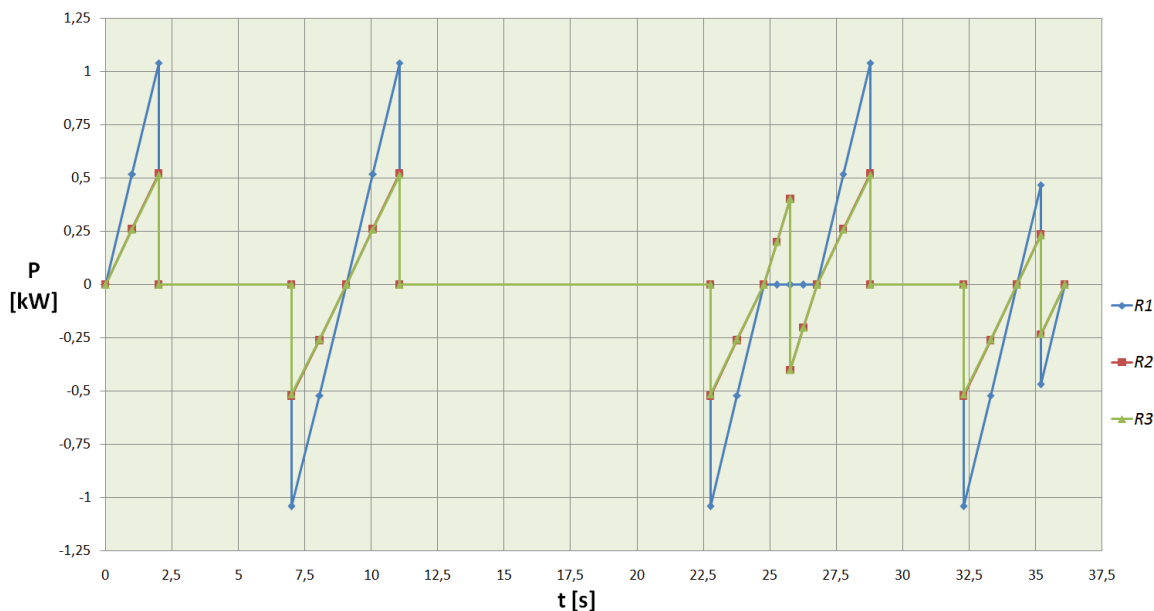


Figura 7.2. Evolució de la potència transmesa per cada eix en el transcurs de l'anada.

- Els trams en que la potència és nul·la corresponen als trams de velocitat constant que, negligint les resistències passives, era d'esperar aquest resultat.
- Les potències negatives fan referència als trams de frenada.
- Els instants en què les potències són positives es donen quan el vehicle experimenta una acceleració, que els motors són els encarregats de subministrar.

La potència màxima és la que té lloc al motor 1 al final de les acceleracions lineals i té un valor de 993 W. Els altres dos motors tenen una potència màxima de 499 W que es produeix en els mateixos instants.

Selecció del motor i del sistema de fre

Per simplificar l'estudi, es triaran 3 motors iguals per a totes les rodes partint del cas més restrictiu. El model de motor ha de ser un motor elèctric capaç de generar 1kW. Donat el fet que les diverses trajectòries venen determinades per la relació de velocitat que s'estableix entre els 3 motors, s'haurà d'incorporar un sistema de control de velocitat de llaç tancat, per a que la potència subministrada al motor s'ajusti en funció de la velocitat que hauria de tenir l'eix en cada instant.



Figura 7.3. Motor elèctric seleccionat: 180ST-M27015HB de ZHIMA. [3]

S'ha buscat un motor que compleixi aquestes especificacions i s'ha trobat el model *180ST-M27015HB* de *ZHIMA Co.* (Documentació tècnica: *Annex A3.2*). Les especificacions més rellevants estan resumides a la *Taula 7.1*.

Potència màxima [kW]	4,3
Parell nominal [Nm]	27
Parell màxim [Nm]	48
Velocitat màxima [min^{-1}]	1 500
Dimensions [mm]	185 x 185 x 292

Taula 7.1. Paràmetres del motor escollit.

De la mateixa manera, caldrà incorporar un sistema de fre capaç de subministrar parell constant per a qualsevol velocitat (teòricament n'hi hauria d'haver dos, un per a cada parell de frenada; per a les desacceleracions lineals i per a la desacceleració angular). Actualment existeixen sistemes de frenada que s'aproximen al model de frec sec, com ara el fre de disc o el de tambor. Aquests sistemes garanteixen un parell a l'eix constant, tenint present que

les velocitats dels eixos no són molt elevades, l'afectació que pugui tenir la velocitat de l'eix sobre el parell de frenada és mínim.

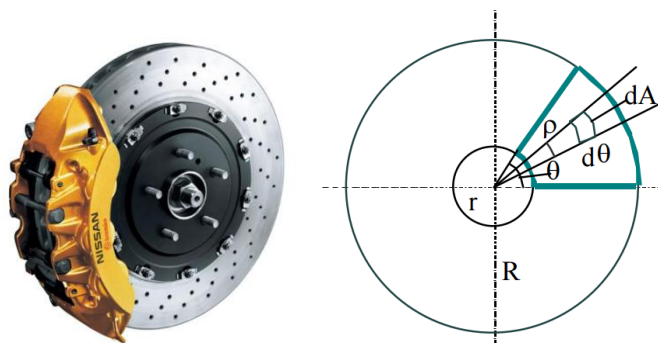


Figura 7.4. Sistema de fre de disc, càlcul de la força que realitza la pastilla de fre sobre un punt en genèric. [4]

$$\tau_p = 2 \cdot \mu \cdot \theta \cdot \frac{r^3 - R^3}{3} \quad (7.2)$$

De l'equació 7.2. [4] es nota que el parell que aplica la pastilla sobre el disc no depèn de la velocitat angular del disc.

Adaptació de la cadena de transmissió al motor

Per a aquest tipus d'aplicacions (parells elevats i velocitats reduïdes) se sol utilitzar reductors del tipus planetari.

Sabent que el parell nominal del motor és de 27 Nm, es triarà un coeficient reductor que transformi el parell que es necessita a l'eix de la roda (112,39 Nm) en el parell de treball del motor. El reductor ha de ser capaç de resistir el parell més elevat (que rep a l'eix de la roda).

$$rt = \frac{\tau_{motor}}{\tau_{eix roda}} = 0,24 \approx \frac{1}{4} \quad (7.3)$$

El reductor que s'ha trobat que s'apropa més a aquestes especificacions és el model PLF090-L1-5 (*Annex, A 3.3.*) té una relació de transmissió de 5:1. El parell de sortida admès per a aquest reductor és de 94,5 Nm i és capaç de transmetre una potència de fins a 60 kW, que és molt més elevada que la que es treballarà.

Utilitzant la taula de relacions de parells i velocitats angulars màximes per a diversos reductors (*Figura 6.12*), s'obté una velocitat angular màxima del motor de 442 min^{-1} i un parell constant de treball de 22,48 Nm. Es comprova que el valor més elevat de velocitat angular no excedeix la velocitat màxima permesa pel motor.

7.2. Càlcul del treball

En el càlcul dels treballs que realitzen els motors, tenint en compte que s'han negligit els efectes que puguin tenir les resistències passives, s'ha notat que els únics trams on els motors consumeixen energia és durant l'acceleració del vehicle. La frenada ve donada pel fre de disc que transforma l'energia cinètica del vehicle en calor, principalment.

$$W = \int P(t)dt = \int \tau_{roda} \cdot \omega_{roda}(t)dt = \int \tau_{roda} \cdot \alpha_{roda} \cdot t dt = \frac{\tau_{roda} \cdot \alpha_{roda} \cdot t^2}{2} \quad (7.4)$$

Substituint els valors en l'equació 7.4 en cada tram i acumulant els treballs s'obté el gràfic de la *Figura 7.5*.

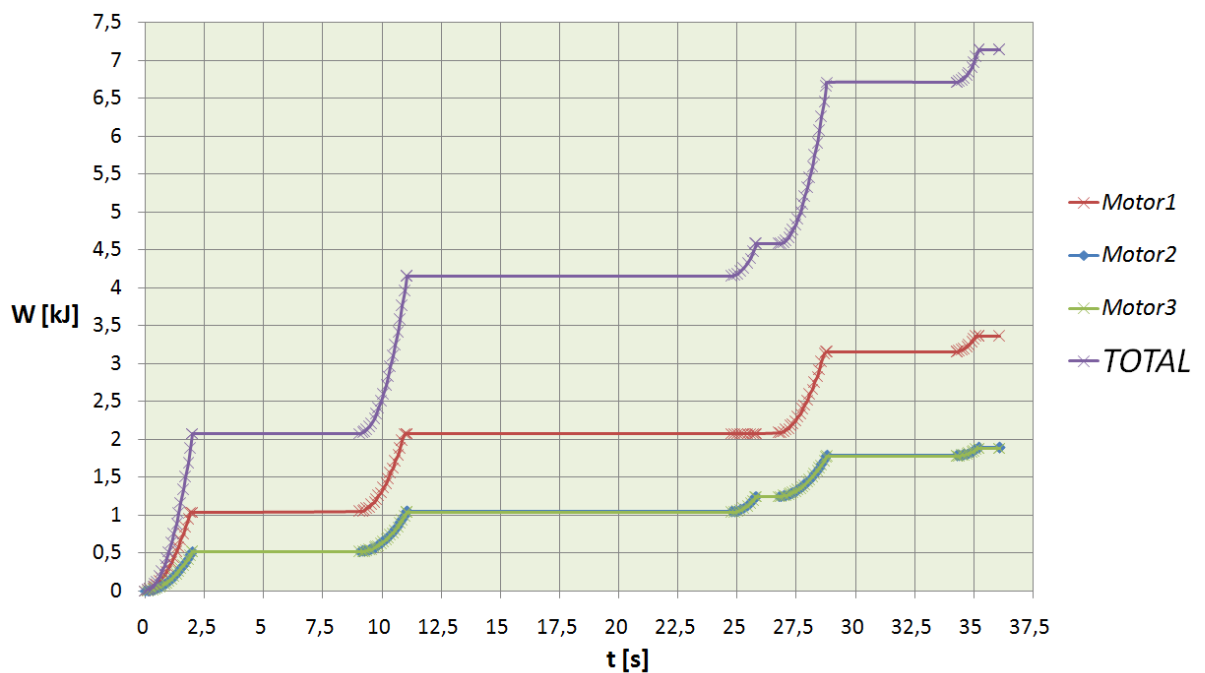


Figura 7.5. Treball que realitza cada motor al llarg del recorregut d'anada a C8;F16.

D'altra banda, tenint present que tot el treball realitzat per els motors es transforma en energia cinètica, que es perdrà en la frenada, també es pot calcular el treball sumant l'energia màxima assolida en cada moviment (*equació 7.5*).

$$E_{anada} = \sum E_{c1} + E_{c2} + E_{c3} + E_{c4} + E_{c5} = 3 \cdot E_{c1} + E_{c3} + E_{c5} \quad (7.5)$$

$$= 3 \cdot \frac{1500 \cdot 1,667^2}{2} + \frac{331,25 \cdot 1,57^2}{2} + \frac{1500 \cdot 0,75^2}{2} = 7,08 \text{ [kJ]}$$

Com és observable, els resultats no difereixen gaire, fet que corrobora l'estudi de potències que s'ha fet prèviament.

Per al càlcul de treballs també és necessari calcular el treball realitzat a la tornada a l'origen del recorregut que, en aquest cas no serà igual. Tenint present el vehicle torna sense càrrega ($m_{vehicle}=233\text{kg}$) i que assoleix les mateixes velocitats en mòdul però en sentit invers, s'obté el següent raonament per als trams amb acceleració lineal:

$$E_{anada} = E_{c1} + E_{c2} + E_{c4} + E_{c5} = \frac{m_{total}}{2} \cdot (v_1^2 + v_2^2 + v_4^2 + v_5^2) \quad (7.6)$$

$$E_{tornada} = E_{c1} + E_{c2} + E_{c4} + E_{c5} = \frac{m_{vehicle}}{2} \cdot (v_1^2 + v_2^2 + v_4^2 + v_5^2) \quad (7.7)$$

$$\frac{E_{tornada}}{E_{anada}} = \frac{\frac{m_{vehicle}}{2} \cdot (v_1^2 + v_2^2 + v_4^2 + v_5^2)}{\frac{m_{total}}{2} \cdot (v_1^2 + v_2^2 + v_4^2 + v_5^2)} = \frac{m_{vehicle}}{m_{total}} = 0,155 \quad (7.8)$$

Per a la rotació (moviment 3), cal tornar a calcular la inèrcia, tenint en compte les dimensions i el pes únicament del vehicle.

$$I_z = \frac{m_{vehicle}}{12} \cdot (1^2 + 1,2^2) = 47,37 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (7.9)$$

Establint el mateix raonament per a la rotació s'obté:

$$\frac{E_{c3 \text{ tornada}}}{E_{c3 \text{ anada}}} = \frac{\frac{I_{zvehicle}}{2} \cdot \Omega^2}{\frac{I_{ztotal}}{2} \cdot \Omega^2} = 0,143 \quad (7.10)$$

Aplicant aquests coeficients de proporcionalitat a l'energia cinètica lineal i rotacional corresponentment s'obté un treball en la tornada de 1,1 kJ, quedant un total de 8,2kJ per viatge.

Tenint un rendiment de 74 %, el consum del motor per a un viatge serà:

$$E_{cons} = \frac{W_{motor}}{\eta} = \frac{8,2}{0,74} = 11 \text{ [kJ]} \quad (7.11)$$

Sabent que haurà de realitzar 200 viatges per dia, s'obté un consum total de 2216 kJ al dia. La bateria que s'haurà d'instal·lar a l'AGV haurà de tenir una capacitat superior als 615 Wh.

8. Impacte ambiental

El desenvolupament d'aquest projecte ha tingut un impacte ambiental mínim donat el fet que es tracta d'una anàlisi teòrica en la qual no s'ha necessitat fabricar cap prototip ni cap peça.

En la seva realització, únicament s'ha utilitzat l'ordinador i material d'oficina bàsic (papers, bolígrafs, etc) per poder fer càlculs, esbossos i impressions.

Pel que fa al tipus de vehicle de càrrega estudiat, és fàcil notar que té un impacte ambiental inferior al tipus de vehicles de càrrega convencionals (toros mecànics, transpalets elèctrics, etc.).

En referència a la fabricació, el volum de material que requereix el seu disseny és molt més baix que el dels convencionals. És per això, que durant el transport consumeix menys energia.

D'altra banda, el seu disseny permet un major aprofitament de l'espai dels magatzems. La utilització d'aquest tipus de vehicles pot suposar encabir més estoc en el mateix espai, fet que pot evitar la necessitat d'ampliar el magatzem.

9. Anàlisi econòmica

En aquest apartat es farà un estudi dels beneficis econòmics que podria aportar la compra d'un vehicle d'aquestes característiques per al transport de mercaderies a dins d'un magatzem.

L'estudi valora l'alternativa de substituir un sistema en funcionament amb un transpalet. És per això que no es té en compte el cost associat a la compra del transpalet. S'aproxima que un operari és capaç de moure les mercaderies que mou l'AGV en un 30% de la jornada laboral. El cost estimat d'un operari és de 17.186€ l'any [5]. Després de contrastar informació sobre els preus dels AGVs, s'ha generat la següent taula. Els costos anuals del transpalet i de l'AGV estan associats a manteniment i reprogramació.

	Any	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Opció actual	Transpalet	0 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €	200 €
	Operari (30%)	0 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €	5.156 €
	Total 1	0 €	5.356 €	10.712 €	16.067 €	21.423 €	26.779 €	32.135 €	37.491 €	42.846 €	48.202 €	53.558 €
Alternativa	AGV (compra +programació)	10.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €	2.000 €
	Adaptació magatzem	12.000 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €	0 €
	Total 2	22.000 €	24.000 €	26.000 €	28.000 €	30.000 €	32.000 €	34.000 €	36.000 €	38.000 €	40.000 €	42.000 €
	Benefici	-22.000 €	-18.644 €	-15.288 €	-11.933 €	-8.577 €	-5.221 €	-1.865 €	1.491 €	4.846 €	8.202 €	11.558 €

Taula 9.1. Anàlisi de la inversió de la renovació del sistema de transport de mercaderies.

En aquest estudi es conclou que la inversió inicial de 22.000€ té un període de recuperació de 7 anys, l'empresa obté un benefici de 11.558€ a 10 anys vista. Aquesta proposta segurament queda molt lluny de ser valorada per un empresari amb un petit magatzem del qual se'n coneix l'actual funcionament a la perfecció.

D'altra banda, convé destacar que els beneficis econòmics que aporten aquests tipus de vehicle augmenta per a magatzems grans. Un exemple clar és que en el centre mèdic de la universitat de Ohio es va instal·lar un sistema de robots automàtics destinats al transport de mercaderies. S'estima que aquest sistema estalvia aproximadament 1 milió d'euros a l'any a l'hospital. [6]

També cal tenir present que el preu d'aquests vehicles té una tendència negativa, el cost de producció es redueix a mesura que se'n fabriquen més unitats i augmenta la competència.

Es preveu que, com a conseqüència de la millora d'aquests sistemes i la reducció dels preus, amb el temps s'estableixin aquest tipus de vehicles en gran part dels magatzems.

Conclusions

Una de les principals conclusions a la que s'ha arribat en aquest treball, és la constatació del paper essencial que té la sincronització dels motors en aquest tipus de vehicles. Al començar el treball se'n desconeixia el funcionament i s'ha acabat copsant com la relació de velocitats entre motors descriu les diverses trajectòries que realitza el vehicle.

Les rodes omnidireccionals motoritzades són capaces de generar una força tangencial del terra controlable únicament en la direcció dels corrons que estan en contacte amb aquest. En aquest treball s'han determinat les equacions d'enllaç que cada tipus de roda estableix amb el terra.

Una adequada distribució de rodes, que garanteixi l'holonomia del vehicle i eviti redundàncies, està formada per 3 rodes motoritzades. Els corrons que estan en contacte amb el terra d'aquestes rodes han de tenir almenys dues direccions i no s'han de creuar en un mateix punt.

Ha estat possible crear una eina de càlcul que permet la obtenció de les velocitats dels motors per a qualsevol moviment del vehicle i qualsevol model de vehicle.

S'ha triat una seqüència de moviments del vehicle formada per un conjunt de velocitats i acceleracions raonables capaç de satisfer les necessitats del cas de transport de mercaderies ideat. La velocitat màxima que assoleix cada roda en el recorregut es produeix en els trams de velocitat lineal.

Per a la seqüència de moviments triada, les forces que fan el terra sobre el vehicle són constants en cada tram del moviment. La força tangencial màxima del conjunt la rep la roda 1 i es produeix en els trams d'acceleracions lineals. La força normal màxima també té lloc en aquesta roda i es produeix durant el tram d'acceleració lineal transversal.

En el recorregut, els parells motors són constants en cada tram i les potències creixen linealment al llarg de les acceleracions. El motor 1 realitza aproximadament el mateix treball que la suma dels altres dos. L'energia consumida pel vehicle carregat és aproximadament 6 vegades superior a la que consumeix quan va lliure de càrrega.

S'ha proposat un conjunt de components trobats al mercat, que podrien funcionar en el model de vehicle obtingut. Tenint aquestes peces i les dades obtingudes en aquest treball, es podria realitzar un estudi que tingués en compte el valor de les inèrcies dels eixos i les rodes i els fregaments que podrien aparèixer amb el fi de determinar amb més exactitud les ordres que haurien de rebre els motors.

Bibliografia

- [1] Industry Automation [En línia: <http://robotglobe.org/tag/automation-and-control/>, citat el 20/12/16]
- [2] News Daily Planet [En línia: https://www.youtube.com/watch?v=z_R8feyCu-M, vídeo visitat el 28/12/16]
- [3] Zhima. [En línia: <https://spanish.alibaba.com>, citat el 20/12/16]
- [4] Universidad de Castilla la Mancha. *Frenos* (Tema 6) [En línia: <https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema06.pdf>, citat el 24/11/16]
- [5] Sense autor. *Muy Práctico*. [En línia: https://www.villaquilambre.es/extfrontvillaquilambre/img/File/cuanto_cuesta_un_empleado.pdf, citat el 08/01/17]
- [6] Ohio State University Medical Center Press Release. [En línia: <http://www.swisslog.com/transcar>, citat el 04/01/16]

Bibliografia complementària

- Agulló, J. *Les rodes omnidireccionals, el darrer pas evolutiu de la roda*. Vol. LXI, 2004. (pàg.18-20)
- Holmberg, R, Oussama K. *Development and control of a holonomic mobile robot for a mobile manipulation tasks*. Vol. XIX.
- Krinkin, K. *Design and implementation raspberry Pi.based omni-wheel mobile robot*.
- Mackenzie, I. *Omnidirectional drive systems*. 2006 First Robotics Conference.
- Rojas, R. *A short history of omnidirectional wheels*. [En línia; <https://pdfs.semanticscholar.org/ca5f/6f726d674ddc6966be05103386fb1ef02134.pdf>] [citat el 03/12/16, citat el 24/11/16]
- Williams, R.L, Carter, B.E. *Dynamic Model with Slip for Wheeled Omni-Directional Robots* Vol. XVIII, 2002.